自动武器结构设计

欧学炳　殷仁龙　王学颜　编著

北 京 理 工 大 学 出 版 社

内 容 简 介

本书按自动武器各组成机构分章进行介绍。主要阐述各机构的类型、结构原理、设计方法和分析计算等；对枪管内膛疲劳强度、闭锁支撑部分疲劳寿命、大容弹量无链供弹系统、可压缩液体缓冲器、浮动机、微光夜视瞄具和热成象仪的结构原理和工作特性也作了必要的阐述。

本书是自动武器专业本科生的主干教材，也是从事自动武器研究、设计、制造、试验人员和军事人员的参考书。

自动武器结构设计

欧学炳 殷仁龙 王学颜 编著

*

北京理工大学出版社出版发行

（北京市海淀区白石桥路 7 号 邮政编码 100081）

各地新华书店经售

北京地质印刷厂印装

*

开本：787×1092 1/16 印张：25 25 字数：612 千字

1995 年 7 月第一版 1995 年 7 月第一次印刷

ISBN 7－81045－015－8/TJ·2

印数：1－500 册 定价：14 50 元

出 版 说 明

遵照国务院国发[1978]23号文件精神，中国兵器工业总公司承担全国高等学校兵工类专业教材的规划、编审、出版的组织工作。自1983年兵总教材编审室成立以来，在广大教师的积极支持和努力下；在国防工业出版社、兵器工业出版社和北京理工大学出版社的积极配合下，已完成两轮兵工类专业教材的规划、编审、出版任务。共出版教材211种。这批教材出版对解决兵工专业教材有无问题、稳定教学秩序、促进教学改革、提高教学质量都起到了积极作用。

为了使兵工类专业教材更好地适应社会主义现代化建设需要，特别是国防现代化培养人才的需要，反映国防科技的先进水平，达到打好基础、精选内容、逐步更新、利于提高教学质量的要求，我们以提高教材质量为主线，完善编审制度、建立质量标准、明确岗位责任，建立了由主审审查、责任编委复审和教编室审定等5个文件。并根据兵工类专业的特点，成立了十个专业教学指导委员会，以更好地编制兵工类专业教材建设规划，加强对教材的评审和研究工作。

为贯彻国家教委提出的"抓好重点教材，全面提高质量，适当发展品种，力争系统配套，完善管理制度，加强组织领导"的"八五"教材建设方针。兵总教材编审室在总结前两轮教材编审出版工作的基础上，于1991年制订了1991～1995年兵工类专业教材编写出版规划。共列入教材220种。这些教材都是从学校使用两遍以上、实践证明是比较好的讲义中遴选的，专业教学指导委员会从兵工专业教材建设的整体考虑对编写大纲进行了审查，认为符合兵工专业培养人才要求，符合国家出版方针。这批教材的出版必将为兵工专业教材的系列配套，为教学质量的提高、培养国防现代化人才，为促进兵工类专业科学技术的发展，都将起到积极的作用。

本教材由何志强教授主审，经中国兵器工业总公司《枪炮》专业教学指导委员会，兵总教材编审室审定。

限于水平和经验，这批教材的编审出版难免有缺点和不足之处，希望使用本教材的单位和广大读者批评指正。

中国兵器工业总公司教材编审室

1993年8月

序

经过4年多的努力，为自动武器设计与制造专业编写的一套系列教材将陆续出版问世。这是一套具有中国特色的高等院校教学用书，它反映了新中国自建国以来在自动武器教学、生产和科研各方面取得的经验和成就。

我国高等教育中的自动武器专业，初建于50年代中期，是为适应我国自动武器的生产、使用和发展的需要而建立的。在建专业初期，曾引进当时苏联同类型高校的专业教材和教学参考书。教师参考这些书籍的译本，写出讲稿进行讲授。

1958年，全国展开了群众性的科研热潮，高等学校中自动武器专业的师生们，根据使用部门的需要赶赴各地的军工厂进行枪械产品的设计实践。他们在下厂前先到有关部队进行调查研究，了解部队对准备设计的枪种的性能和使用要求。下厂后与工厂的工人、技术人员相结合，参加了新产品的设计计算、绘图及样品枪的试制工作。到60年代初，几种新设计的枪械经过改进，被定型投产，并交部队使用。同一时期，一部分教师回到学校总结经验，并精心编写出我国自己的专业教材，于是一套属于中国的自动武器专业教材出版了，包括：《自动武器构造及概论》、《自动武器设计原理》、《自动武器气体动力学》、《自动武器架座设计》、《自动武器制造工艺学》和《射击武器实验技术》等六种。

为适应国防现代化的需要，70年代我国轻武器行业，由16个单位（学校、研究所和工厂）的科技人员组成的编写组在南京编写了一部《步兵自动武器及弹药设计手册》（国防工业出版社出版）。全书内容是按照武器和弹药的一般设计程序编排的：上册包括弹道设计、弹头及弹壳设计；中册包括武器总体设计及各机构和装置的设计；下册为分析计算和武器参数的测试以及性能鉴定试验的方法等。同时，华东工学院自动武器专业的一部分教师结合教学需要，进行了教材的修订工作。当时编写出版的教材有：《枪械构造》、《枪械设计原理》和《枪械制造工艺》等。这些教材的特点是：内容全面、深入浅出和结合实际。在国家恢复高考制度以后，教学经验丰富的教师们又编写出版了若干种有关自动武器专业的教学参考书。

80年代以来，自动武器专业培养出的硕士和博士研究生。他们在导师的指导下，对该学科中若干具有重大理论和实践意义的问题，进行了深入的理论分析和实验研究，在他们的学位论文中，提出了有一定学术水平和重要参考价值的新见解，取得了创造性成果。与此同时，自动武器专业的许多教师承担了国家下达的科研项目，对自动武器设计和生产中出现的关键技术问题进行研究，提出了研制新型自动武器所必须的新技术措施和某些新的设计计算方法，也取得了累累硕果。所有这些都进一步发展了自动武器设计理论。

从50年代到80年代经过30多年的努力，各有关院校的自动武器专业为国家培养出了成千名的科技人才。他们在各自的工作岗位上作出了贡献，成为各单位的骨干力量，许多人走上了领导岗位。当前我国常规武器已从仿制转变为自行设计，在自动武器方面，已经有了自行设计的自动手枪、冲锋枪、班用枪族、重机枪和高射机枪等一系列产品。研制人员也取得了极为丰富的设计经验。

1987年，兵工教材编审室提出，在兵工行业工作多年的教授、专家是国家的宝贵财富，必须千方百计地把这笔财富挖掘出来。有效的办法是组织老教师编书。让他们将30多年所积累的专业学识和丰富的教学经验，编写出新的教材或专著，传给后代。这一建议得到了上级领导的支持和兵工院校教师们的热烈响应。经研究，确定以华东工学院和太原机械学院的老教师为主体，编写一套自动武器系列教材，并成立了相应的编写组织。1988年，火炮与自动武器专业教学指导委员会召开了会议，就自动武器专业大学本科的培养目标和基本规格以及系列教材的编写问题进行了认真的讨论。1989年，自动武器系列教材编写领导小组召开了会议，会上确定了自动武器系列教材的课程、教学时数和编写计划。这套系列教材包括：《自动武器构造》、《自动武器结构设计》、《自动武器计算机辅助设计》、《枪弹设计》、《枪弹药筒制造工艺学》、《武器实验学》、《自动武器架座设计》、《自动武器气体动力学》和《自动武器动力学》等九种。同年，经火炮与自动武器专业教学指导委员会审查推荐，由兵工教材编审室聘请了各门教材的主编和编著者，编著工作随即全面展开。

这九种自动武器专业系列教材，构成一个整体，适于配套使用，而每种教材又有其自身的独立性。它不仅是今后自动武器专业的基本教材，并且可以供从事自动武器研制和生产的科技人员参考。在该系列教材编写大纲讨论会上，编著者们都表示要把这套系列教材编写得更好，在启发性、先进性和适用性方面要大大提高一步，要真正编出特色、编出新意、编出水平。

现在自动武器专业系列教材之一：《自动武器结构设计》出版了，我谨向编著者们表示祝贺。

于道文

1993年元旦

前　　言

本书是根据枪炮专业教学指导委员会自动武器系列教材编审领导小组(以下简称编审组)和兵总教材编审室审定的《自动武器结构设计》的编写大纲编写的。

《自动武器结构设计》是自动武器专业的主干教材，是国内专述自动武器结构设计的第一本教材。编者根据编写大纲的要求，在广泛参阅近年来国内外自动武器结构设计方面的书籍资料，吸取有关院校、研究所、工厂以及编者多年来的教学经验和科研成果的基础上编著成本书。

本书共分十章。第一章为"枪管设计"，主要阐述内膛结构设计与管壁强度设计、枪管振动和内膛疲劳强度分析等。第二章为"闭锁机构与加速机构设计"，主要阐述其结构类型及其设计方法、壳机力的计算方法和闭锁支撑部分的疲劳寿命分析等。第三章为"供弹机构设计"，与传统编写方式不同，而按无链与有链供弹系统分别阐述；考虑到大容弹量的无链供弹系统尚在发展，对大容弹量的弹鼓式和弹箱式无链供弹系统的结构设计原理作了必要阐述。第四、五、六章分别为"退壳机构设计"、"击发机构设计"和"发射机构设计"。在50至60年代曾把枪炮用瞄准装置设为一门课程，后来取消了，且目前自动武器教材中也很少有这方面的内容。经编审组讨论决定，在本教材中将"枪械瞄准装置"列为一章(第七章)专门阐述，除讲述一般枪用机械瞄具外，还编入近年来各国重视发展的光学瞄具、微光夜视瞄具和热成象瞄具的结构原理等新内容。第八章为"枪用弹簧设计"，其内容丰富而实用，枪用各种弹簧的设计方法都已全面阐述。第九章为"缓冲装置"，除讲述一般弹性缓冲器和液压缓冲器外，还阐述了可压缩液体缓冲器的结构原理和示例；考虑到目前浮动机在自动武器中的广泛采用，对定点击发和非定点击发浮动机的结构原理，及其性能评价指标等作了阐述。第十章为"自动武器设计程序和战术技术指标分析论证"。

本教材由欧学炳主编，殷仁龙为副主编。第一、二、四章由王学颜编写；第五、六、八章由殷仁龙编写；第三、七、九、十章由欧学炳编写，其中，§3.2由姚养无编写。

本书由何志强主审。为提高本书的质量，主审提出了许多宝贵的意见，付出了辛勤的劳动。参加本书审稿会的有何志强、罗学深、王裕安、夏咸松、过永德和薄玉成等。在此，谨向他们表示感谢。

本书若有错误和不妥之处，敬望读者指正。

编　者

1992年12月

目　　录

第一章　枪管设计

自动武器是以火药为能源发射弹头的特种热力机械。枪管是自动武器的主要构件。击发后发射药在枪管内膛燃烧，产生高温与高压火药燃气。弹头在弹底压力和膛线的联合作用下，高速向前旋转运动，在枪口获得规定的初速和保证飞行稳定性的转速。

枪管设计包括枪管外部结构设计、枪管内膛结构设计和枪管管壁强度设计。为了保证自动武器射击精度和使用寿命，在枪管设计时还应进行枪管振动分析和枪管寿命分析等工作。

§1.1　枪管设计要求和外形结构

一、设计要求

为了使枪管满足全枪规定的战术技术要求和便于分析与评价枪管的设计质量，对枪管提出如下设计要求：

1. 有利于提高射击精度

影响自动武器射击精度的因素很多，就枪管而言，主要应保证枪管轴线的直线度、枪口形状与膛轴的同轴度、枪口端面与膛轴的垂直度、坡膛锥面与轴线的同轴度和枪管的抗弯曲刚度等，其目的是使弹道一致性好、弹头飞行稳定且指向正确。

2. 足够的管壁强度

枪管在射击过程中承受着高压(250～400MPa)与高温(内表面1000℃左右)、整体温度(400～700℃左右)的火药燃气作用。为确保射手安全和武器的正常使用，要求管壁不鼓不爆、且能保持弹性状态。

3. 枪管寿命长

枪管寿命系指枪管在丧失正常功能前所射击的枪弹发数。枪管内膛强度决定枪管寿命。综合分析影响枪管内膛强度的各主要因素，并采取相应对策是提高枪管寿命的途径。在枪管设计时应重视枪管寿命分析，并在满足规定寿命前提下尽量减小枪管质量，以提高武器机动性。

4. 生产经济性好

自动武器装备数量大，在保证上述基本要求的前提下，应合理地考虑枪管的生产经济性，尽可能降低生产成本。主要应从选材、结构工艺性和工装等方面考虑。

要获得性能优良的枪管，需要枪、弹、药三方面的设计协调，综合考虑结构与强度设计、机械加工、热处理与表面处理等。这里主要介绍枪管的结构与强度设计方法，其它内容将由有关课程阐述。

二、枪管外部结构设计

1. 枪管外形

枪管外部常根据需要安装膛口装置、准星座、刺刀座、导气箍、表尺座、护木、提把、机匣或节套等。为了便于加工与装配，枪管外形常设计成阶梯回转体。配合部位应标出合理的尺寸精

度和表面粗糙度。

枪管设计时常以枪膛轴线和枪管尾端面作主要设计基准。

2. 枪管口部形状

枪口形状可改变外弹道起始条件，对武器的射击精度有很大影响。因此，枪管口部的几何形状应规则，并与枪管内膛轴线同轴；枪口端面应当与枪膛轴线垂直。为了避免在使用和勤务中碰伤枪口，对无膛口装置的枪管还应设计出枪口防护帽。常用的枪口结构如图1－1所示。

3. 枪管尾端形状

枪管尾端面的结构形状与闭锁、供弹和退壳机构的类型有关，如导弹面和拉壳钩让位槽等。

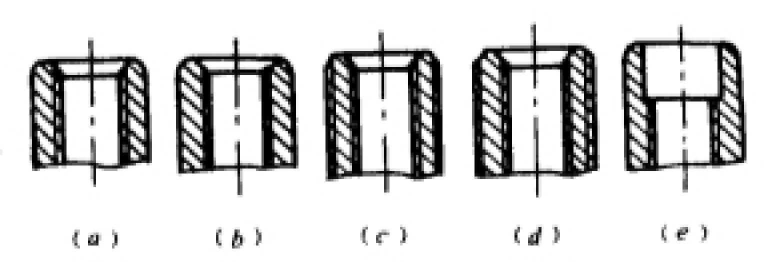


图1－1 枪口形状

(a)、(b)为无膛口装置的枪口形状；(c)、(d)为有膛口装置的枪口形状；(e)为修复后的枪口形状

三、枪管与机匣的联接

1. 对联接部分的要求

(1) 联接部分应有足够的轴向重合长度和配合精度，以免枪管对机匣产生径向摆动而影响射击精度；

(2) 联接部分应有足够的强度；

(3) 联接部位应靠近枪管尾端，以免枪管尾端伸出量过长在受热膨胀时影响闭锁间隙；

(4) 对可更换式枪管，要求更换方便、迅速，安装位置容易正确掌握。

2. 枪管与机匣的联接方式

枪管尾部与机匣或节套的联接方式应根据枪种的不同而定。需要长时间连续射击的自动武器，如重机枪与高射机枪，为了迅速更换发热枪管，通常采用可拆联接，其联接方式有楔闩式(67式7.62通用机枪)和断隔螺纹式(56式14.5高射机枪等)。其余手提式自动武器，枪管与机匣一般采用固定联接，联接方式有压配合加销式(现代武器)和定起点螺纹式(老式武器)。在枪管设计时，其尾部结构应按所采用的与机匣联接方式，参考表1－1所列或相近武器结构，进行相应设计。

表1－1 枪管机匣的联接结构

类型	结构	图例	主要特点
固定联接	压配合加销联接	定位销	① 枪管与机匣对中性好； ② 制造与装配方便； ③ 装配部位过盈量不能过大，一般采用分组装配
	定起点螺纹联接	定位突起	① 联接可靠，能自锁； ② 为减小横向尺寸，常用低齿螺纹

续表

类型	结构	图　　例	主　要　特　点
可拆联接	断隔螺纹联接	弹簧卡销	① 更换枪管较方便； ② 枪管与机匣螺纹起点要一致； ③ 需加枪管制转装置
	楔闩联接	枪管固定栓	① 更换枪管迅速简便； ② 可通过楔闩调整闭锁间隙

3. 联接部分的强度计算

机匣与枪管联接部分的强度设计方法基本与一般机械零件相似，但是其联接处载荷的计算却有武器结构的特点。因此，这里只研究联接部位载荷的求解方法。

(1) 作用在枪管上的轴力 F_1：

(*a*) 火药气体作用在弹膛斜肩上的轴力，其方向是使枪管向前运动。

$$F_1 = p_m(S_1 - S) \tag{1-1}$$

式中　S_1——弹膛尾端的横截面积；

S——枪管线膛横截面积；

p_m——火药气体最大压力。

以式(1－1)计算出的 F_1 值是射击时可能出现的最大轴向力，相当断壳情况。

(*b*) 弹头作用导转侧使枪管向前的轴力 F_2，此力为

$$F_2 = N\sin\alpha + fN\cos\alpha \tag{1-2}$$

式中　N——弹头对枪管导转侧的法向作用力；

f——摩擦系数；

α——膛线缠角。

(*c*) 枪管惯性力 F_3，此力方向与枪管运动方向相反，其值为

$$F_3 = M_g \frac{d^2x}{dt^2} \tag{1-3}$$

式中　M_g——枪管质量；

$\frac{d^2x}{dt^2}$——枪管运动加速度，其值在最大膛压 p_m 时最大。

由运动方程得

$$M\frac{d^2x}{dt^2} = p_mS - \Sigma R \tag{1-4}$$

式中　M——随枪管一起运动的后坐体的质量；

ΣR——后坐体所受到的运动阻力。对管退式武器，当枪管复进簧损坏时 $\Sigma R=0$；对导气式武器，当枪架缓冲簧损坏时 $\Sigma R=0$。

由此可求出 $\frac{d^2x}{dt^2}$ 值为

$$\frac{d^2x}{dt^2}=\frac{p_m S}{M} \tag{1-5}$$

将式(1－5)代入式(1－3)，得

$$F_3=\frac{M_g}{M}p_m S \tag{1-6}$$

(2) 枪管可运动的情况（管退式、缓冲枪架的导气式武器、各种手提式武器）：在上述武器射击时，作用在枪管与机匣联接部位的力 F 为

$$F=F_1+F_2+F_3 \tag{1-7}$$

(3) 弹性枪架、非管退式武器、枪架与机匣联接的情况（图 1－2）：这种情况下，枪管与机匣联接处的力 F 为

$$F=F_1+F_2 \tag{1-8}$$

(4) 枪管固定情况（图 1－3）：这种情况下，联接处的力 F 为

$$F=p_m S_1 \tag{1-9}$$

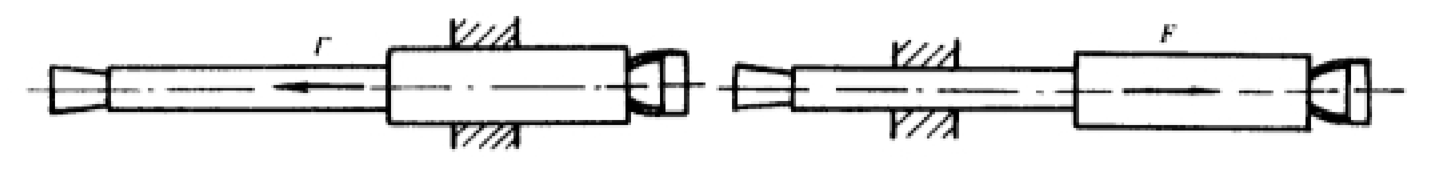


图 1－2　弹性枪架联接处受力　　　　图 1－3　枪管固定时联接受力

§1.2　枪管内膛结构设计

枪管内膛结构设计包括线膛设计和弹膛设计两部分。其中，弹膛包括与弹头配合的部分，即坡膛。下面按弹膛（与弹壳配合部分）、坡膛和线膛的顺序阐述。

1.2.1　弹膛设计

弹膛是指与枪弹配合部分的枪管内膛，其作用是包容枪弹，使弹壳正确定位，使弹头正确导向。它应在膛内高压火药燃气作用下不发生塑性变形。为了便于推弹进膛和退壳，在弹壳外表面与弹膛内表面之间应设计适当间隙。

一、弹膛的结构与定位基准

总弹膛一般由 2～5 个锥体组成。与弹壳配合部分的弹膛结构，其锥体数与所容纳的枪弹壳的锥体数相同。一锥弹壳，与之配合的弹膛结构为一个锥体，加上坡膛一个锥体，总锥体数为两个，图 1－4(*a*)所示为 59 式 9mm 手枪弹膛。三锥（又称瓶形）弹壳，与之配合的弹膛结构为三个锥体，加上坡膛 1～2 个锥体，总锥体数为 4～5 个，图 1－4(*b*)所示为 56 式 7.62mm 枪弹相应的弹膛结构。

枪弹在弹膛内的定位基准主要依据推弹进膛到位撞击力的大小来确定。采用手枪弹的枪管弹膛一般以口部定位，如 59 式 9mm 手枪、54 式 7.62mm 冲锋枪等。采用 56 式 7.62mm 枪

弹、54 式 12.7mm 枪弹、56 式 14.5mm 枪弹的武器以斜肩定位。采用 53 式 7.62mm 枪弹的武器以底缘定位。

二、弹膛与弹壳的配合

1. 纵向尺寸的确定

这里主要讨论斜肩定位式与口部定位式弹膛纵向尺寸的确定，底缘定位式因现在很少采用，故从略。

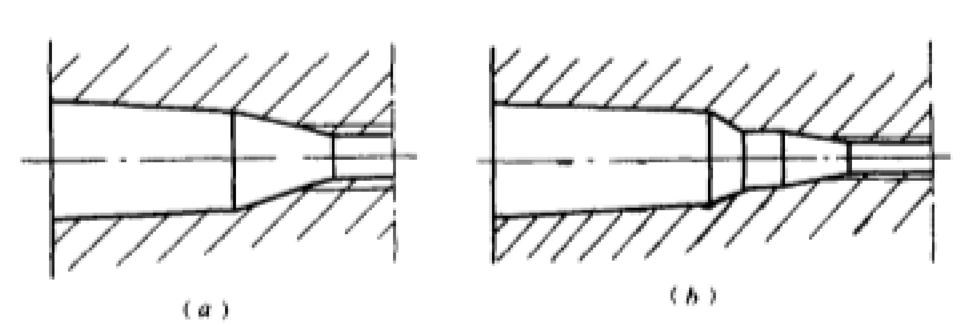


图 1－4　弹膛的结构

(a)一锥弹膛(共 2 个锥体)；(b)三锥弹膛(共 4 个锥体)

(1) 弹壳底平面突出枪管尾端面的尺寸 K　设 h_d 为弹壳底平面与弹壳内膛底面之间的厚度；Δ 为闭锁间隙，其值确定方法在第二章介绍。为了确保在内压作用期间弹壳内腔不突出枪管尾端，要求尺寸 K 满足

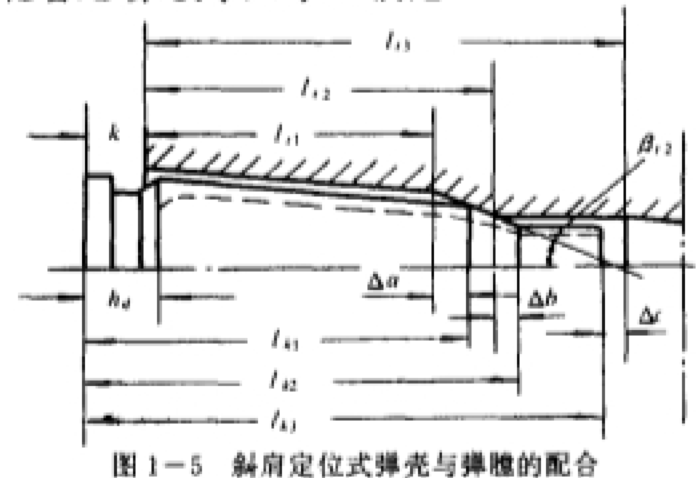


图 1－5　斜肩定位式弹壳与弹膛的配合

$$K \leqslant h_d - \Delta \qquad (1-10)$$

应当强调指出：若弹壳内膛壁失去弹膛壁的支撑，就会在内压作用下产生鼓胀。当弹壳内腔壁脱出枪管量不大时，只影响抽壳阻力；当脱出量较大时，会发生炸壳故障。

(2) 斜肩定位式弹膛纵向尺寸的确定　本项设计在弹壳尺寸已定的条件下进行。弹壳与弹膛的配合关系如图 1－5 所示。

图中　l_{k1}——弹壳斜肩大端至底平面的距离；

l_{k2}——弹壳斜肩小端至底平面的距离；

l_{k3}——弹壳长度

l_{t1}——弹膛 1 锥小端至枪管尾端的距离；

l_{t2}——弹膛 2 锥小端至枪管尾端的距离；

l_{t3}——弹膛 3 锥小端至枪管尾部的距离；

Δa 和 Δb——弹壳斜肩与弹膛 2 锥贴紧后，弹壳斜肩两端与弹膛 2 锥两端的距离。设 δ_0 为弹壳外表面与弹膛内表面之间的直径间隙，β_{t2} 为弹膛第 2 锥的半锥角，则有

$$\Delta a = \Delta b = \frac{1}{2}\delta_0 \text{ctg}\beta_{t2} \qquad (1-11)$$

Δc——弹壳斜肩与弹膛 2 锥贴紧后，弹壳口部端面与弹膛 3 锥小端的距离，常取 $\Delta c = 0 \sim 1\text{mm}$。

这样，弹膛 1～3 锥的纵向尺寸为

$$\left.\begin{aligned} l_{t1} &= l_{k1} - K - \Delta a \\ l_{t2} &= l_{k2} - K - \Delta b \\ l_{t3} &= l_{k3} - K + \Delta c \end{aligned}\right\} \qquad (1-12)$$

(3) 口部定位式弹膛纵向尺寸的确定　口部定位式弹膛纵向尺寸的确定原则与斜肩定位式相同。设 l_k 为弹壳长度；K 为弹壳底平面突出枪管尾端的尺寸；h_d 为弹壳内腔底面至弹壳底平面的距离；l_t 为弹膛定位面至枪管尾端纵向尺寸，则有

$$\left.\begin{aligned} l_t &= l_k - K \\ K &\leqslant h_d - \Delta \end{aligned}\right\} \tag{1-13}$$

式中，Δ 为闭锁间隙。

为了便于设计时参考，表 1－2 给出几种武器的弹膛尺寸，表 1－3 给出几种枪弹的尺寸。

2．弹膛与弹壳配合部位横向尺寸的确定

弹膛横向尺寸是指弹膛 1～3 锥的锥体直径，任意断面的弹膛直径以 d_t 表示。枪弹确定后，弹壳各断面的直径 d_k 为已知。若给定弹壳与弹膛相应断面的直径初始间隙 δ_0，其值一般在 0.05～0.4mm 之间选取，则有

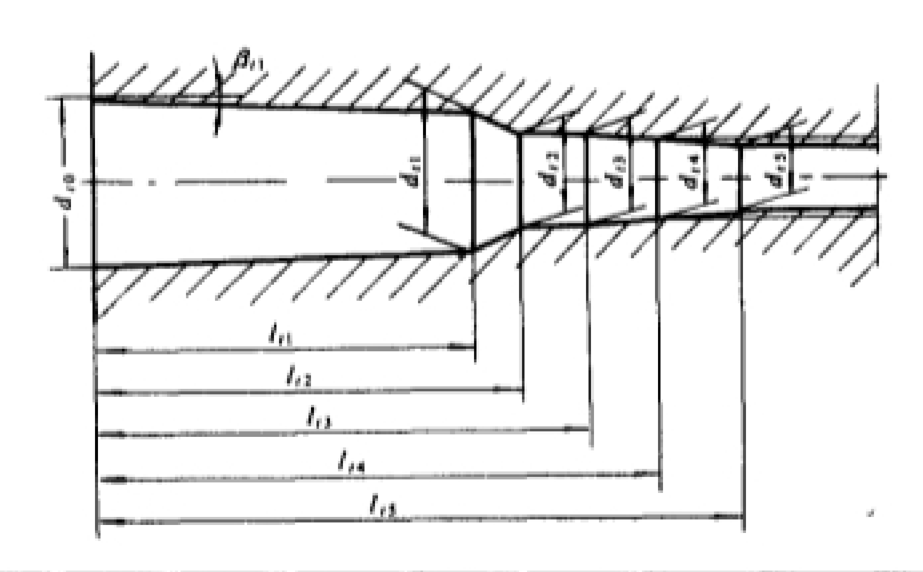
$$d_t = d_k + \delta_0 \tag{1-14}$$

δ_0 有时以相对初始间隙 Δ_0 的无量纲数值给出

$$\Delta_0 = \frac{\delta_0}{d_k} = 0.005 \sim 0.03 \tag{1-15}$$

δ_0 在取值时应当注意：径向间隙大，射击过程弹壳壁所需的贴膛压力 p_0 大，因而弹壳外表面与弹膛内表面之间的压力 p_1 小（关于 p_0 与 p_1 的计算见第二章），这对抽壳有利。但是，当 δ_0 过大时（尤其是弹壳口部），将影响壳膛及时贴合，造成火药气体后逸，甚至出现弹壳纵向断裂。表 1－4 给出了初始间隙 δ_0 与 Δ_0 的极限值，表 1－5 给出几种武器的初始间隙性，设计时可以参考。

表 1－2　几种武器的弹膛尺寸（mm）



枪　名	54 式 7 62 手　　枪	59 式 9 0 手　　枪	56 式 7 62③ 冲 锋 枪	53 式 7 62 重 机 枪	54 式 12 7 高射机枪	56 式 14 5 高射机枪
l_{t1}	18 05	$14\ 4^{+0\ 2}$	27 2	38 1	78 25	$81\ 4_{-0\ 16}$
l_{t2}	19 82	22 4	29 5	42 672	86 25	$92\ 3_{-0\ 15}$
l_{t3}	$23\ 4^{+0\ 15}$	\	37 7	52 07	103	107

续表

枪名	54式7.62 手枪	59式9.0 手枪	56式7.62③ 冲锋枪	53式7.62 重机枪	54式12.7 高射机枪	56式14.5 高射机枪
l_{d4}	$33.2^{+0.34}$	\	45.7	55.118	113	110
l_{d5}	\	\	\	73.152	133	126.7
d_{d0}	$9.95^{+0.05}$	$10.065^{+0.055}$	$11.356^{+0.05}$	$12.484^{+0.051}$	$21.89^{+0.05}$	$27.065^{+0.05}$
d_{d1}	$9.5^{+0.04}$	$10.01^{+0.055}$ $9.42^{+0.05}$②	$10.12^{+0.06}$	$11.684^{+0.051}$	$19.23^{+0.05}$	$25.8^{+0.05}$
d_{d2}	$8.55^{+0.04}$	$9^{+0.06}$	$8.74^{+0.05}$	$8.611^{+0.051}$	$14.08^{+0.05}$	$16.75^{+0.05}$
d_{d3}	$8.5^{+0.04}$ $7.9^{+0.06}$①	\	$8.6^{+0.05}$	$8.560^{+0.051}$	$13.91^{+0.05}$	$16.55^{+0.05}$
d_{d4}	$7.62^{+0.06}$	\	$7.62^{+0.06}$④	$7.725^{+0.051}$	$13^{+0.1}$	$15.95^{+0.2}$
d_{d5}	\	\	\	$7.62^{+0.06}$	$12.66^{+0.06}$	$14.5^{+0.07}$
B_{d1}	43′	7′	1°19′	36′	58′	27′

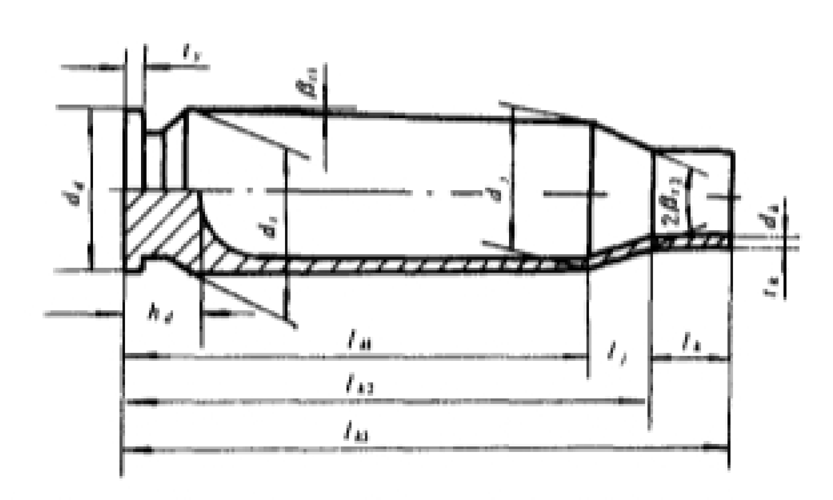
注：① $8.5^{+0.04}$为三锥小端尺寸，$7.9^{+0.06}$为四锥大端尺寸。

② $10.01^{+0.055}$为一锥小端尺寸，$9.42^{+0.055}$为二锥大端尺寸。

③ 56式7.62半自动步枪与56式7.62轻机枪同此。

④ 56式7.62半自动步枪为$7.62^{+0.0835}$。

表1-3　几种枪弹的部分尺寸(mm)



枪弹名称	51式7.62 手枪弹	59式9.0 手枪弹	56式7.62 步枪弹	53式7.62 步枪弹	54式12.7 机枪弹	56式14.5 机枪弹
底缘直径 d_d	$9.95_{-0.06}$	$9.95_{-0.12}$	11.35	14.48	$21.6_{-0.12}$	$27_{-0.25}$
底缘厚 t_y	$1.25_{-0.2}$	$1.25_{-0.2}$	$1.5_{-0.2}$	$1.63_{-0.13}$	$2_{-0.2}$	$2.5_{-0.2}$
弹壳底厚 h_d	4.1	4	4.2	4.32	9	9.5
下体部直径 d_t	$9.84_{-0.06}$	$9.95_{-0.12}$	$11.35_{-0.02}$	$12.42_{-0.15}$	$21.65_{-0.12}$	$27_{-0.14}$
下斜肩直径 d_y	$9.42_{-0.06}$	\	$10.07_{-0.06}$	$11.61_{-0.13}$	18.72	$25.7_{-0.14}$
下体部半锥角 β_{t1}	1°33′	9′	2°41′	1°16′	2°8′	53′
肩部长 l_y	1.83	\	2.5	6.3	6.3	11
斜肩角 $2\beta_{t2}$	31°11′	\	32°45	29°40′	37°53′	40°4′

续表

枪弹名称	51式7.62 手枪弹	59式9.0 手枪弹	56式7.62 步枪弹	53式7.62 步枪弹	54式12.7 机枪弹	56式14.5 机枪弹
口部长 l_k	3.76	3.75	5.71	9.44	15.4	14.5
口部壁厚 t_k	$0.28_{-0.07}$	$0.32_{-0.06}$	$0.33_{-0.09}$	$0.33_{-0.09}$	$0.46_{-0.12}$	$0.8_{-0.25}$
口部内径 d_k	$7.71^{+0.06}$	$9.12^{+0.05}$	$7.8^{+0.05}$	$7.78^{+0.05}$	$12.7^{+0.05}$	$14.82^{+0.05}$
下斜肩高 l_{k1}	$19.53_{-0.19}$	\	$30.5_{-0.2}$	38	86.3	88.4
上斜肩高 l_{k2}	$21.3_{-0.21}$	\	$33_{-0.2}$	44.3	$92.6_{-0.3}$	$99.44_{-0.34}$
弹壳全长 l_{k3}	$24.7_{-0.25}$	$18.05_{-0.29}$	$38.4_{-0.34}$	$53.72_{+0.37}$	$108_{-0.6}$	$118_{-1.4}$

表 1－4　初始间隙 δ_0 与 Δ_0 值

间隙 位置	δ_{0max}/mm	Δ_{0max}	δ_{0max}/mm	Δ_{0max}
一锥大端	0.20～0.30	0.02	0.05～0.10	0.005
二锥大端	0.20～0.35	0.02	0.05～0.20	0.005
三锥大端	0.20～0.40	0.03	0.05～0.20	0.010

表 1－5　几种武器的初始间隙值

位置	间隙　枪种	54式7.62 手枪	56式7.62 冲锋枪	53式7.62 重机枪	54式12.7 高射机枪	56式 4.5 高射机枪
一锥大端	δ_{0max}/mm	0.22	0.176	0.26	0.23	0.255
	Δ_{0max}	0.022	0.016	0.021	0.011	0.0095
	δ_{0min}/mm	0.11	0.006	0.06	0.04	0.065
	Δ_{0min}	0.011	0.0005	0.005	0.0018	0.0024
二锥大端	δ_{0max}/mm	0.18	0.15	0.255	0.37	0.29
	Δ_{0max}	0.019	0.015	0.022	0.0194	0.011
	δ_{0min}/mm	0.08	0.05	0.074	0.18	0.1
	Δ_{0min}	0.009	0.005	0.006	0.009	0.004
三锥大端	δ_{0max}/mm	0.24	0.44	0.26	0.32	0.39
	Δ_{0max}	0.028	0.051	0.03	0.023	0.024
	δ_{0min}/mm	0.10	0.17	0.08	0.03	0.2
	Δ_{0min}	0.012	0.02	0.009	0.002	0.012

三、弹膛开纵槽或螺旋槽

1．弹膛开纵槽

为了提高航空机枪和高射机枪的理论射速，需要在较高膛压下抽壳。由于这类武器的弹壳较长，与弹壳配合的弹膛纵向尺寸较大，势必造成抽壳困难，甚至出现断壳的故障。为了提高速射武器的工作可靠性，在坡膛至弹膛一锥的适当长度内开一定数量的纵槽，让火药燃气进入槽内压缩弹壳，并减小壳膛接触面积，从而达到减小抽壳阻力的目的。

对大口径机枪，纵槽数量一般为4～12条，沿弹膛圆周均匀分布；槽宽0.8～1.0mm（也可适当加宽些）；槽深0.15～0.50mm；槽的前端过弹壳口而不能超过坡膛一锥小端，以避免火药燃气前逸；槽的后端应距枪管尾端有一定距离，以防火药燃气后泄。

2. 弹膛开螺旋槽

由于枪机后坐式手枪无开锁过程，枪机后坐较早；又因手枪弹壳较短，所需抽壳阻力较小；所以使得枪机后坐速度过大，对武器造成的撞击与振动也大。为了提高这类武器的射击精度、确保机构动作可靠与射手安全，需要限制枪机的后坐能量。64式手枪的实践证明，只要满足弹壳不被拉断的条件，在弹膛一锥开适当深度的螺旋槽，通过弹壳变形增加抽壳阻力，可达到减小枪机后坐能量的目的。

螺旋槽应根据枪的具体结构确定。一般为四条，螺距10～40mm，槽长10mm，槽宽1.5～2.0mm，槽深0.07～0.10mm，旋向可右旋。

四、在2～3锥间加过渡锥

弹膛第2锥体（即斜肩）的锥角较大，在与第3锥体的连接处常出现尖角，这影响镀铬质量，并会造成卡壳现象（尤其是高压弹卡壳严重）。为了消除2锥与3锥之间的尖角，宜在相交部位设计一过渡锥。

1.2.2 坡膛设计

枪管内膛与弹头配合部分称为坡膛。若按容纳枪弹来定义弹膛，则坡膛为整体弹膛中的前（以枪口方向为前）1～2个锥体。

一、坡膛的作用与设计要求

1. 坡膛的作用

坡膛的主要作用是导引弹头正确而顺利地嵌入线膛，防止嵌入过程火药气体前逸，减小弹头对膛线起点的冲击。

2. 坡膛的工作条件

坡膛处于最高膛压区，没有弹壳的保护，直接承受高温火药燃气作用，其内表层与管壁温度最高。在高温下枪管基体金属（指除铬层以外的金属）被软化，热处理所赋予的材料力学性能（强度极限σ_b、屈服极限σ_s等）将会降低。在弹头嵌入线膛过程中又受到嵌入力、导转侧抗力和机械摩擦力的作用。在连发过程还受到因温度交变产生的热应力作用。再加上高速气流的冲刷和腐蚀介质的化学作用等，将使得坡膛工作条件最恶劣，最容易在此处先发生破坏。因此，坡膛强度是影响枪管寿命的关键。

3. 坡膛的设计要求

为使坡膛具有良好的工作性能，在设计时应使其满足如下设计要求。

（1）密闭气体。为了使弹头获得规定的初速，要求膛内火药燃气对其具有足够的压力冲量。若坡膛设计不合理，将会造成火药气体前逸而使弹头初速下降。为此，要求弹头圆柱部后端脱离弹壳口之前，其前端圆柱面即能与坡膛内锥面相接触，以便达到可靠的闭气效果。

（2）嵌入容易。为了减小弹头嵌入力，以提高坡膛强度和枪管寿命，要求增加坡膛第2锥（即总弹膛第5锥体），并使该锥体的锥度尽量减小。

（3）导向正确。为了使弹头正确嵌入线膛，以提高射击精度，要求设计时标注出弹膛、坡膛、线膛内表面与枪膛轴线的同轴度，以便加工与检验。

二、坡膛设计

坡膛设计一般按结构设计、尺寸初定和验算调整的步骤进行。

1. 坡膛的结构设计

坡膛结构设计的任务是根据设计要求确定结构形式。为便于设计者选择,下面简要介绍一锥式传统坡膛(含一个锥体)、两锥式传统坡膛(含两个锥体)和提高导向正确性的特种坡膛的优缺点。

(1) 一锥式传统坡膛。用一个锥体担负闭气和嵌入两种功能的坡膛称为一锥式坡膛。这种坡膛的优点是结构简单,加工容易;缺点是弹头嵌入阻力大,影响枪管使用寿命。

为了分析造成这种特点的原因,图 1－6(*a*)给出一锥式传统坡膛结构,图 1－7 给出弹头外形与基本尺寸。

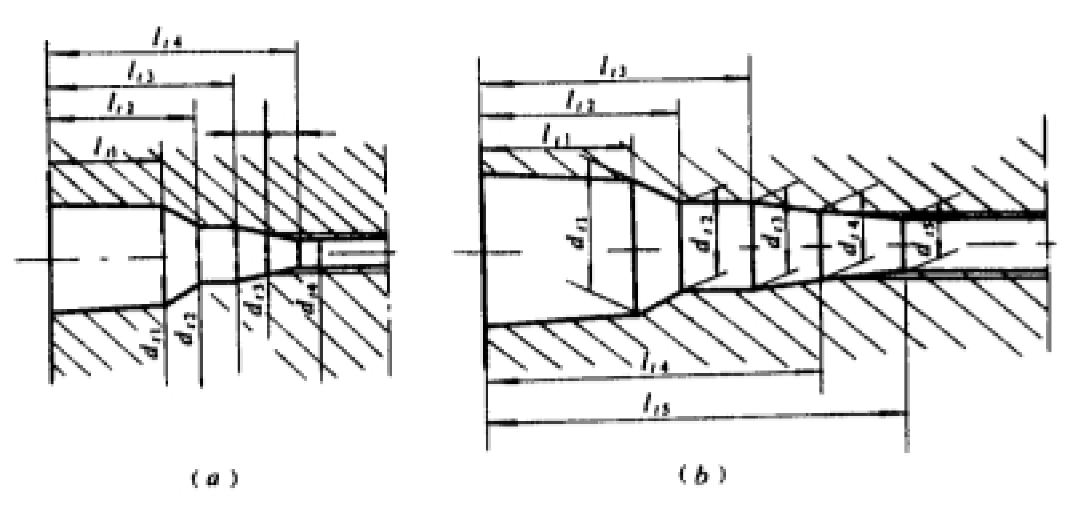


图 1－6 传统坡膛结构

(*a*) 一锥式坡膛;(*b*) 两锥式坡膛

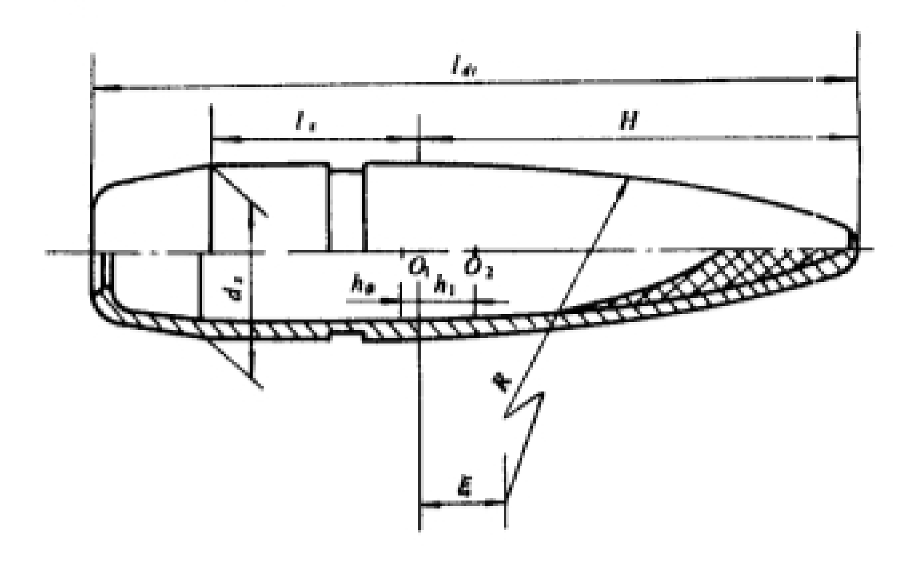


图 1－7 弹头的外形和基本尺寸

l_{dt}—弹头长度;l_z—弹头圆柱部长度;d_z—弹头圆柱部直径;H—弹头弧形部长度;R—弧形部曲率半径;O_1—弹头质心;O_2—阻力中心;h_0、h_1、ε—分别为质心、阻心、曲率中心至弹头圆柱与圆弧部界面的距离

下面主要结合图 1－6(*a*)与图 1－7 讨论一锥式坡膛对闭气和嵌入容易两项设计要求的满足程度。比较这两项设计要求的重要性,首先应满足闭气性。为使闭气性好,必须使坡膛大端至膛线起点的距离 l_1 小于弹头圆柱部长度 l_z,并且膛线起点处的锥面内径(一般等于阴线直径 D)应等于弹头圆柱部直径 d_z,即 $D=d_z$。对于给定的枪弹,因 l_z、d_z 及口径 d 一定,在坡膛大端直径 d_{t3} 已确定的情况下,则坡膛过渡锥的锥体长度 l_1 和半锥角也一定。因嵌入锥与过渡锥同锥角,于是嵌入锥的锥体长度 l_2 亦确定。由于按此法确定出的坡膛嵌入锥的锥角大、锥体长度短,将会大大增加嵌入力,这对提高枪管寿命不利。因此,一锥式传统坡膛结构主要用于对枪管寿命要求不高的武器中,如手枪枪管大都采用这种坡膛结构。我国使用 56 式 7.62 枪弹的几种武器也曾采用这种坡膛结构。现代自动武器的枪管设计,从提高枪管寿命角度考虑趋向于采用下面介绍的两锥式坡膛。

(2) 两锥式传统坡膛。用两个锥体分别担负闭气和嵌入功能的坡膛称为两锥式坡膛，如图1－6(*b*)所示。这种坡膛第1锥体的确定原则与一锥式坡膛过渡锥的相同，所不同的是第2锥体(即嵌入锥)锥角可根据减小嵌入力的需要尽量减小。其优点是既可满足闭气要求，又可提高枪管寿命，因而被广泛用于大口径机枪和小口径高膛压武器的枪管设计。其缺点是当弹头圆柱部后端脱离弹壳口之后，在弹头嵌入线膛过程中只有坡膛1锥小端的周线与弹头圆柱部相切，这不利于限制弹头嵌入过程因受力不对称产生的摆动，不便于提高导向正确性，对提高射击精度不利。

(3) 提高弹头导向正确性的特种坡膛。针对两锥式传统坡膛的缺点，提出图1－8所示的特种坡膛结构。保留与弹壳配合部分的弹膛结构和坡膛第2锥体的结构不变，将坡膛第1锥体小端内径等于弹头圆柱部直径的周线向枪管尾端扩展为一个内圆柱面，适当确定柱体长度，使二者长度之和等于原坡膛1锥长度。则只须控制内圆柱面与弹头圆柱部的配合间隙及内圆柱面与线膛的同轴度，既可保留原坡膛1锥的闭气效果好和坡膛2锥嵌入容易的优点，又可大大提高弹头抗歪斜的能力，从而达到提高导向正确性的目的。

2. 坡膛尺寸的初步确定

坡膛尺寸主要是指锥体长度和锥度，这里只讨论两锥式坡膛尺寸的确定方法，其它两种坡膛可依此推知。

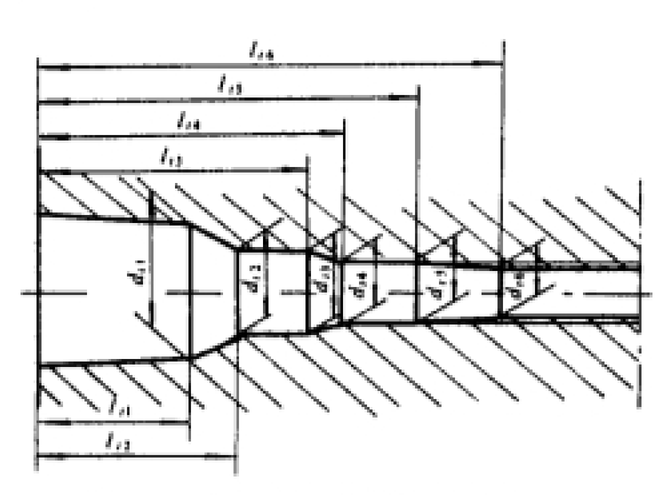


图1－8 提高导向正确性的特种坡膛

(1) 坡膛1锥尺寸的确定。由前面分析可知，两锥式坡膛的第1锥体的主要作用是闭气。只要使坡膛1锥锥体长度 l_{p1} 小于弹头圆柱部长度 l_z，坡膛1锥小端直径 d_{t4} 等于弹头圆柱部直径 d_z，即可确保弹头圆柱部后端脱离弹壳口之前，圆柱部前端与线膛最大内径的阴线相接触，从而达到密闭火药燃气使之不前逸的目的。再应用与弹壳配合部分弹膛的设计结果，坡膛1锥大端的纵向尺寸 l_{t3} 和横向尺寸(直径) d_{t3} 为已知，若设坡膛1锥小端至枪管尾端的距离为 l_{t4}，β_{p1} 为坡膛1半锥锥角，即可得如到下公式

$$\left.\begin{aligned} & l_{p1} \leqslant l_z \\ & l_{t4} \leqslant l_{t3} + l_z \\ & d_{t4} = d_z \\ & \beta_{p1} = \text{arctg}\,\frac{d_{t3} - d_{t4}}{z l_{p1}} \end{aligned}\right\} \qquad (1-16)$$

(2) 坡膛2锥的尺寸确定。两锥式坡膛中，膛线起点与坡膛第2锥体大端(坡膛1锥小端)重合，即坡膛2锥大端直径 d_{t4} 等于线膛阴线直径 D。坡膛2锥小端直径 d_{t5} 等于线膛阳线直径(即口径) d。若根据减小嵌入力和确保可靠导转的要求，确定出坡膛2锥的锥体长度 l_{p2}，则该锥半锥角 β_{p2} 为

$$\beta_{p2} = \text{arctg}\,\frac{D - d}{2 l_{p2}} \qquad (1-17)$$

3. 弹膛尺寸精度与形位公差

当弹膛(包括与弹壳配合部分和与弹头配合部分)结构与尺寸初步确定之后，应当标注出

各尺寸的精度，对有同轴度要求的弹膛各锥体，还应标注出形位公差。

弹膛各锥体到枪管尾端的纵向尺寸，一般只标注公称尺寸，其公差值由工装保证、量具检验。各锥体的径向尺寸公差为0.04～0.06，合IT10级。各锥体对线膛的形位公差(即同轴度)为ϕ0.06～0.10。

弹膛内表面的粗糙度：弹膛1、3锥体表面粗糙度约R_a0.32；2、4锥体表面粗糙度约Ra0.40；5锥体表面粗糙度约R_a0.63。

以上给出的尺寸精度、形位公差和粗糙度是针对常规加工方法的。若采用冷精锻等特种工艺加工的枪管内膛，其尺寸精度、形位公差和表面粗糙度数值还可提高。

当各锥体的尺寸与公差确定之后，为了检验坡膛的设计质量(主要是闭气效果)，还应进行弹头与坡膛的配合验算。

4. 弹头与坡膛的配合验算及尺寸调整

对于斜肩定位式弹膛，由于与弹壳配合部分的弹膛第2锥体的加工误差，不可能确保每发枪弹的斜肩锥面与弹膛2锥锥面完全贴合，于是出现枪弹以斜肩大端与弹膛接触定位和枪弹以斜肩小端与弹膛接触定位两种情况。再考虑有的枪弹的弹头圆柱部有微锥(半锥角为α_z，这里将圆柱部暂时改称导引部)，将会使弹头导引部后端离开弹壳口瞬间，其前端与膛线起点处出现直径差Δd，或弹头导引部前端与膛线起点的距离λ小于零的情况。为了保证闭气性良好，应当验算Δd与λ值。下面分弹壳斜肩大端与弹膛接触定位和弹壳斜肩小端与弹膛接触定位两种情况讨论验算方法。

(1) 弹壳斜肩大端与弹膛接触定位。在弹壳斜肩大端与弹膛接触定位的情况下，弹头与弹膛配合部位尺寸如图1—9所示。

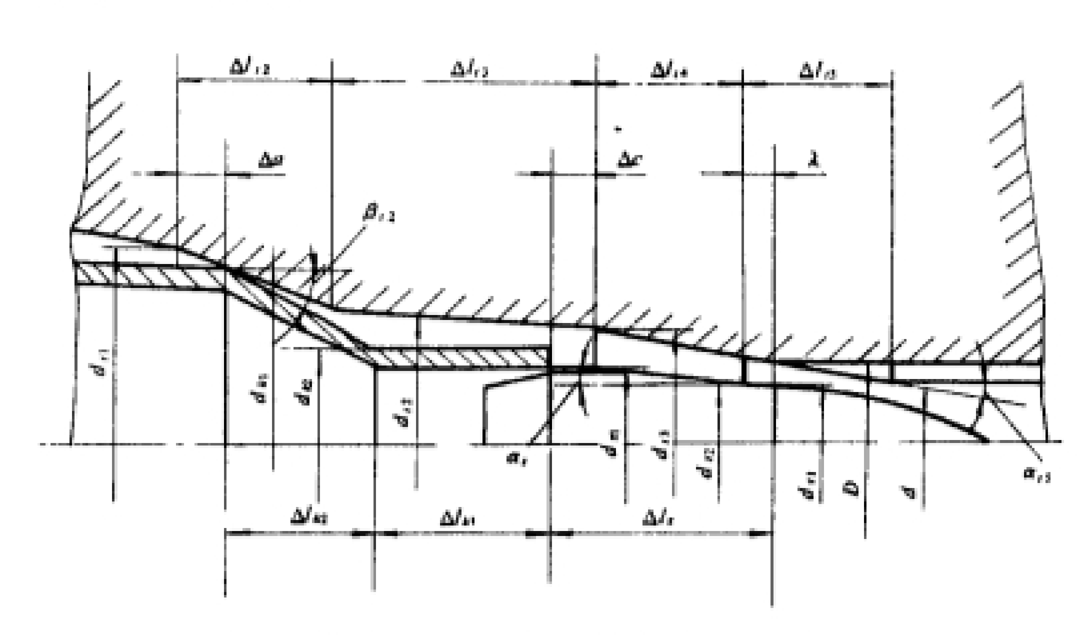


图1—9 弹壳斜肩大端与弹膛接触定位时弹头与坡膛的配合

图中符号除前面已有说明的，其余含义为

Δl——各锥体长度，字母下标t、k、z分别表示弹膛、弹壳与弹头，数字下标1、2、3、4、5分别表示各锥体序号。

d——各锥体两端直径，字母下标与数字下标意义同Δl的说明。

d_z——弹头导引部直径，下标1、2、t分别表示导引部后端直径、前端直径、导引部后端离开弹壳口瞬间与膛线起点对应处直径。

Δc、Δa——其意义与弹壳配合部分相同，只是注意在计算时应代入实际径向间隙的较小

值。

(*a*) 计算坡膛与弹头配合间隙 Δd

$$\Delta d = d_{t4} - d_{zx} = D - d_{zx} \tag{1-18}$$

由图中含 α_z 的两个直角三角形得

$$d_{zx} = d_{z2} + (d_{z1} - d_{z2})\frac{\lambda}{l_z} \tag{1-19}$$

(*b*) 计算导引部前端进入线膛深度 λ： 由 l_z 与 λ、Δl_{t4}、Δc 构成的尺寸链得到

$$\lambda = l_z - (\Delta l_{t4} + \Delta c) \tag{1-20}$$

设 β_{t2}表示与弹壳配合部分弹膛 2 锥的半锥角，则由含 β_{t2}的两个直角三角形及由 Δl_{t2}、Δl_{t3}和 Δa、Δl_{k2}、Δl_{k3}、Δc 构成的尺寸链联合解得

$$\Delta c = -\frac{d_{t1} - d_{k1}}{d_{t1} - d_{t2}} \cdot \Delta l_{t2} + (\Delta l_{t2} + \Delta l_{t3}) - (\Delta l_{k2} + \Delta l_{k3}) \tag{1-21}$$

(2) 弹壳斜肩小端与弹膛接触定位。在这种定位情况下，弹头与弹膛配合部位尺寸如图 1－10 所示。图中，α_{k2}为弹壳 2 锥半锥角。

弹壳斜肩小端与弹膛接触定位情况下，Δd 与 λ 的计算式与大端定位情况相同，只有 Δc 的计算式与大端不同。由图 1－10 尺寸关系列出尺寸链方程，并解得

$$\Delta c = \Delta l_{t3} - \Delta l_{k3} - \Delta a$$

由含 α_{k2}角的两个相似直角三角形对应边成比例的关系得到

$$\Delta a = \frac{d_{t2} - d_{k2}}{d_{k1} - d_{k2}} \cdot \Delta l_{k2}$$

将 Δa 代入上式，得到 Δc 的计算公式

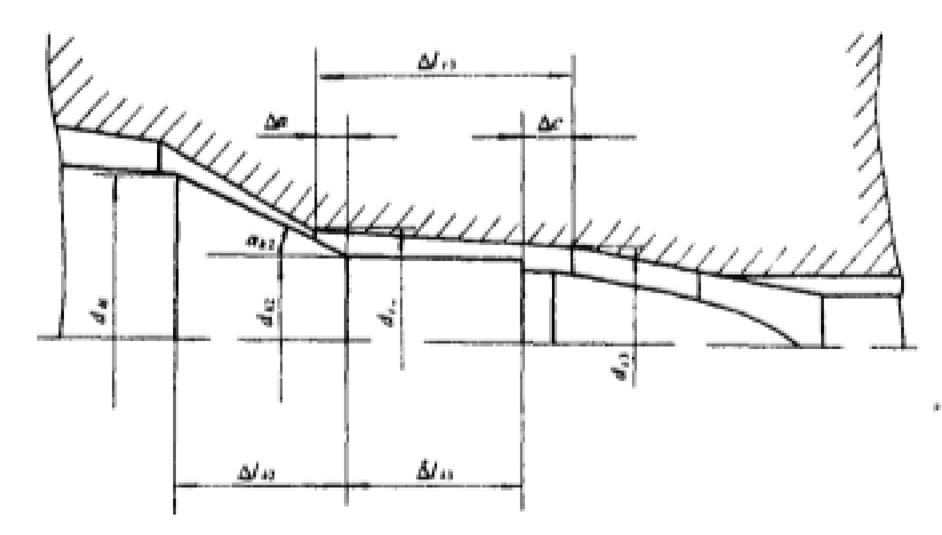


图 1－10　弹壳斜肩小端与弹膛接触定位时弹头与坡膛的配合

$$\Delta c = -\frac{d_{t2} - d_{k2}}{d_{k1} - d_{k2}} \cdot \Delta l_{k2} + \Delta l_{t3} - \Delta l_{k3} \tag{1-22}$$

(3) 考虑闭锁间隙 Δ 时 Δc 和 λ 的计算。因为闭锁间隙 Δ 对封闭环 Δc 为增环，故对弹壳斜肩大端与弹膛接触定位情况有

$$\Delta c = -\frac{d_{t1} - d_{k1}}{d_{t1} - d_{t2}} \cdot \Delta l_{t2} + (\Delta + \Delta l_{t2} + \Delta l_{t3}) - (\Delta l_{k2} + \Delta l_{k3}) \tag{1-23}$$

对弹壳斜肩小端与弹膛接触定位情况有

$$\Delta c = -\frac{d_{t2} - d_{k2}}{d_{k1} - d_{k2}} \cdot \Delta l_{k2} + (\Delta + \Delta l_{t3}) - \Delta l_{k3} \tag{1-24}$$

将 Δc 的表达式(1－23)、(1－24)分别代入式(1－20)，得

当弹壳斜肩大端与弹膛接触定位时，

$$\lambda = \frac{d_{t1} - d_{k1}}{d_{t1} - d_{t2}} \cdot \Delta l_{t2} + (l_z + \Delta l_{k2} + \Delta l_{k3}) - (\Delta + \Delta l_{t2} + \Delta l_{t3} + \Delta l_{t4}) \tag{1-25}$$

当弹壳斜肩小端与弹膛接触定位时，

$$\lambda = \frac{d_{t2} - d_{k2}}{d_{k1} - d_{k2}} \cdot \Delta l_{k2} + (l_x + \Delta l_{k3}) - (\Delta + \Delta l_{t3} + \Delta l_{t4}) \qquad (1-26)$$

关于闭锁间隙 Δ 的计算，可参阅第二章的有关内容。

为了满足闭气性要求，λ 值的计算结果必须是正值。如果所计算出的 $\lambda_{min}>0$，则可将其代入式(1—19)计算出 d_{zt}，再将 d_{zt} 代入式(1—18)计算出坡膛与弹头的配合间隙 Δd。

若式(1—25)或(1—26)计算出的 λ 为负值，此时应取 $\lambda_{min}=0.1\sim1.0$mm，代入下式调整弹膛第 4 锥体（即坡膛第 1 锥体）的长度，即

$$\Delta l_{z4max} \leqslant l_{xmax} - (\lambda_{min} + \Delta c_{max}) \qquad (1-27)$$

1.2.3 线膛设计

具有膛线的枪管内膛称为线膛。膛线分为阳线和阴线：阳线为凸出枪管内膛的膛线；阴线为凹入枪管壁内的膛线。线膛设计包括：线膛结构分析与选择、线膛尺寸确定、线膛与弹头配合及线膛的尺寸精度与形位公差等内容。

一、线膛结构分析与选择

线膛结构通常按膛线的断面形状来区分，现有的膛线断面结构如图 1—11 所示。

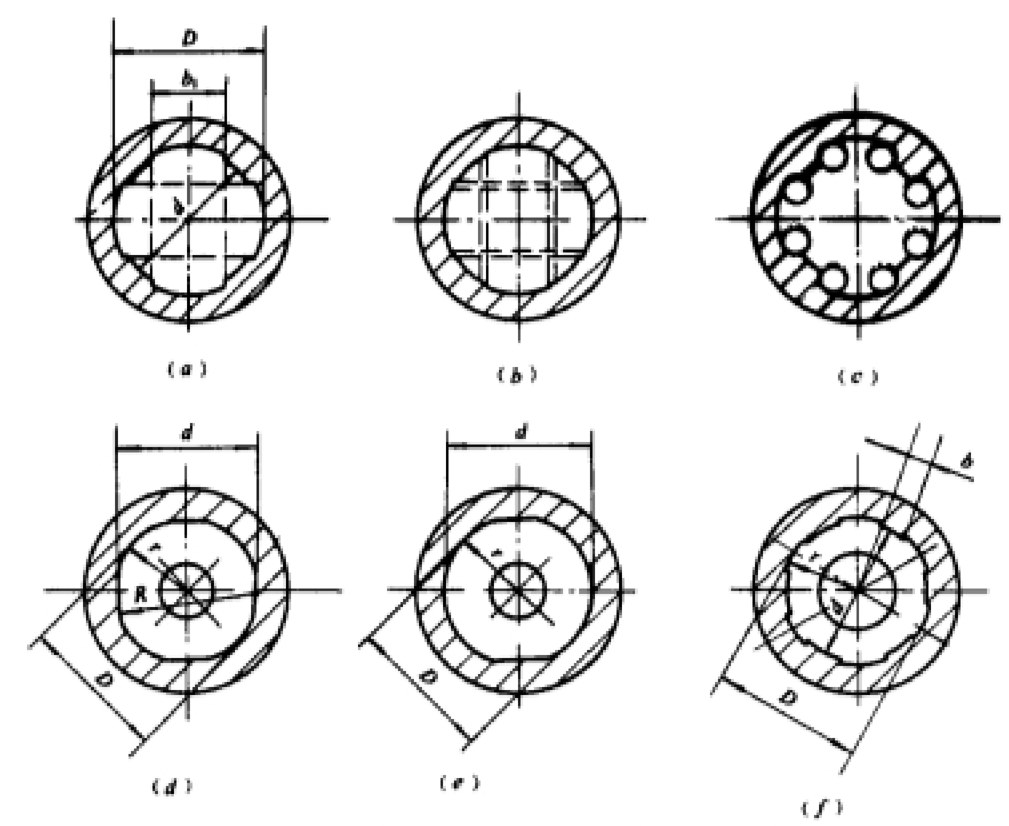


图 1—11 现有的膛线断面结构

(a) 矩形；(b) 梯形；(c) 圆形；(d) 多弧形；(e) 多边弧形；(f) 弓形

1. 矩形膛线

这种膛线的优点是结构最简单，加工方便，成本低。缺点是因阴线内角和阳线外角都近似直角，弹头嵌入时弹头壳金属不易充满，影响阴阳线交角处强度，且闭气性较差；在镀铬和导转过程中，直角处易产生应力集中，对枪管内膛强度不利。目前我国制式武器的膛线多采用这种结构。

2. 梯形膛线

这种膛线的阴线内角和阳线外角均大于直角，避免了矩形膛线的尖角，使弹头嵌入较容

易，闭气性与内膛强度均较矩形好些。奥地利曼利夏步枪采用这种膛线结构。

3. 圆形膛线

这种膛线的阴阳线用圆弧过渡，但阳线外角仍为尖角。闭气性较前两种为好，因仍有尖角存在，对枪管内膛强度改善不大。曾用于我国航空武器中。

4. 多弧形膛线

这种膛线由互切的大小圆弧组成，小圆弧为阴线，大圆弧为阳线。由于阴阳线平滑过渡，所以有利弹头嵌入，嵌入力小，便于弹头壳金属充满阴线沟槽，闭气性好，无应力集中，铬层容易镀均匀且附着强度高。由于阳线较宽、导转侧面积较大，可减小阳线顶面和导转侧的应力，从而提高内膛强度。缺点是挤丝冲子加工较复杂。这种膛线优点多，可望采用。

5. 多边弧形膛线

这种膛线是由正多边形和半径相同的圆弧组成。圆弧与边相切，具有多弧形膛线的优点，避免了其缺点。挤丝冲子加工较容易。这种膛线较前几种都好，其类似结构经试用，对提高枪管寿命效果明显，故推荐作用。

6. 弓形膛线

这种膛线的小圆弧半径小于阳线半径，并且不相切。日本三八式步枪曾采用过这种膛线结构。

二、线膛尺寸确定

线膛设计所需确定的尺寸有：口径、阴线直径、膛线深度、膛线数、膛线宽度、线膛长度、导程、缠度及旋向等。

1. 口径 d

线膛阳线的内径称为武器的口径，一般以 d 表示。其值是根据所设计武器的战术技术要求，经过多方面的论证来确定。

2. 阴线直径 D

线膛阴线直径一般与弹头圆柱部直径 d_z 相等，即：$D=d_z$。对于矩形膛线，d_z 与 d 有如下经验关系，即

$$\frac{d_z}{d} = 1.03 \sim 1.04 \tag{1-28}$$

比值大小应综合对膛压、初速、寿命的影响考虑（详见膛线深度部分）。

3. 膛线深度 h

膛线深度 h 为阴阳线直径差的一半，即

$$h = \frac{D-d}{2} = \frac{d_z - d}{2} \tag{1-29}$$

当使用定型枪弹设计新枪时，膛线深度 h 即为确定值。当枪与弹均为新设计时，其值应联合式(1－28)、(1－29)，并考虑下面分析确定。

d_z/d 的取值小时，d_z 小，h 小，弹头嵌入线膛所需的嵌入力也小，这对改善坡膛受力状况有利。但是，h 值小也使导转侧面积减小，这将增大膛线侧面应力，对枪管寿命不利，甚至不能有效地使弹头旋转。d_z/d 的取值大时则与上述情况相反。实用中，小口径武器一般取大比值，大口径武器取小比值。这主要是从枪管寿命的角度考虑的。

4. 膛线数 n

从刀具(挤丝冲子)制造和测量的方便性考虑，膛线数 n 一般取偶数。增加膛线数有利减小嵌入力和提高枪管寿命；但是膛线数过大会使阳线宽度减小，反而对枪管寿命不利。目前，9mm 以下口径的枪管，采用 $n=4\sim6$ 条；11～15mm 口径的枪管采用 8 条膛线。

5. 阳线宽 b 与阴线宽 b_1

阳线与阴线在以口径 d 为直径的圆周上所占的弦长，称为阳线宽与阴线宽。对矩形膛线，b、b_1、d 与 n 有如下近似关系

$$\left.\begin{aligned} b + b_1 &\approx \frac{\pi d}{n} \\ b_1 &= (1.5 \sim 2)b \end{aligned}\right\} \tag{1-30}$$

由式(1－30)看出：当口径 d 与膛线数 n 确定之后，阳线与阴线宽度之和近似为常数。b_1 大则 b 小，对减小嵌入力和提高枪管寿命有利；但是 b 过小反而影响枪管寿命。

6. 线膛长度 l_g

线膛长度 l_g 主要根据规定的初速 v_0，由内弹道计算出弹头在膛内行程 l_n，再减去弹头尾端(未起动时)至膛线起点之距离 l_c 得到，即

$$l_g = l_n - l_c \tag{1-31}$$

7. 膛线的导程 L、缠度 η 和缠角 α

膛线旋转一周在枪管轴线上的投影值称为膛线的导程，以 L 表示。导程与口径的比值称为膛线缠度，以 η 表示，即

$$\eta = \frac{L}{d} \tag{1-32}$$

将膛线展开，其上任意一点的切线与枪膛轴线之间的夹角 α 称为缠角。膛线展开图上各点的缠角都相等时，这种膛线称为等齐膛线(图 1－12 曲线 1)；各点缠角都不等时称为变缠度膛线，或称渐速膛线(图 1－12 曲线 2)；由一段渐速膛线与一段等齐膛线组合成的膛线称为混合膛线(图 1－12 曲线 3)。

对于等齐膛线，有

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{\pi d}{L} = \frac{\pi}{\eta} \tag{1-33}$$

由此式可见，缠度 η 与缠角 α 之中一个确定，另一个也随之确定。膛线缠度是根据弹头飞行稳定性的要求，通过外弹道计算确定的。η 的外弹道公式为

$$\eta = a\frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{\mu C_G}{Z\frac{A}{C}K_{M0}}} \tag{1-34}$$

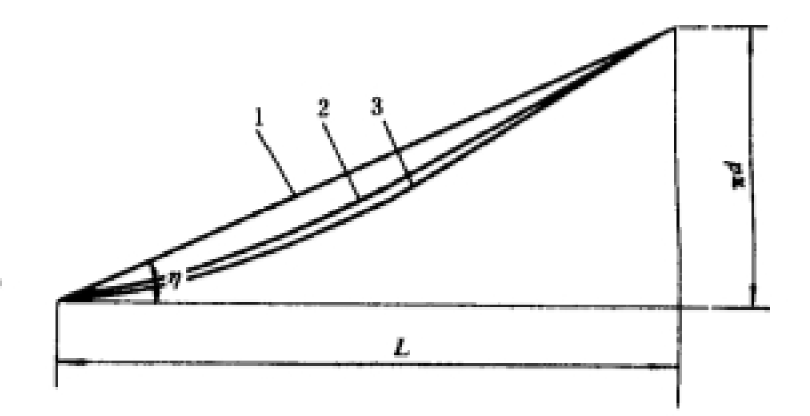


图 1－12　膛线展开图及膛线类型
1—等齐膛线；2—渐速膛线；3—混合膛线

式中　a——安全性系数，其值在 0.75～0.85 之间；

μ——弹头质量分布系数，枪弹为 0.45；

C_G——弹质系数；

C——弹头的极转动惯量；

A——弹头的赤道转动惯量；

K_{M0}——与弹头初速有关的系数，其值见表 1－6。

Z——弹头阻力中心至质心的距离（以口径倍数计）；

$$Z = \frac{h_0}{d} + \frac{h_1}{d} = \frac{h_0}{d} + 0.57\frac{H}{d} - 0.16 \tag{1-35}$$

式中 d——口径；

h_0——弹头质心到起弧面的距离；

h_1——弹头阻力中心到起弧面的距离；

H——弹头弧形部高。

h_0、h_1 与 H 见图 1－7 所示。

表 1－6 与初速有关的系数 K_{M0}

初速/(m/s)	系数 10^3K_{M0}	初速/(m/s)	系数 10^3K_{M0}	初速/(m/s)	系数 10^3K_{M0}
0～200	0.97	400	1.39	750	1.33
250	1.00	450	1.39	800	1.32
275	1.05	500	1.38	850	1.31
300	1.13	550	1.37	900	1.31
325	1.24	600	1.35	950	1.31
350	1.32	650	1.34	1000	1.30
375	1.36	700	1.33	1050	1.30
400	1.39	750	1.33	1100	1.30

表 1－7 几种武器的膛线尺寸

枪 名	54 式 7.62① 手 枪	59 式 9.0 手 枪	56 式② 7.62 冲锋枪	53 式 7.62 重机枪	54 式 12.7 高射机枪	56 式 14.5 高射机枪
d/(mm)	$7.62^{+0.06}$	$9^{+0.06}$	$7.62^{+0.06}$	$7.62^{+0.06}$	$12.66^{+0.06}$	$14.5^{+0.07}$
n	4	4	4	4	8	8
D/(mm)	$7.92^{+0.08}$	$9.27^{+0.075}$	$7.92^{+0.076}$	$7.925^{+0.076}$	$13^{+0.1}$	$14.93^{+0.07}$
b_1/(mm)	$3.81^{+0.2}$	$4.5^{+0.2}$	$3.76^{+0.254}$	$3.81^{+0.2}$	$2.8^{+0.25}$	$3.4^{+0.62}$
b_1/b	1.66	1.68	1.61	1.66	1.25	1.43
d_e/(mm)	$7.85_{-0.05}$	$9.27_{-0.05}$	$7.92_{-0.05}$	$7.92_{-0.05}$	$13.01_{-0.05}$	$14.93_{-0.06}$
d_e/d	1.03	1.03	1.04	1.04	1.028	1.03
s/(mm²)	47.89	66.05	47.96	47.92	129.71	170.95
s_e/s	1.01	1.022	1.029	1.028	1.025	1.024
l/(mm)	240±1.3	252	240±5	240±10	380±[illegible]	420±10
η	31.5	28	31.5	31.5	29.9	29
α	5°42′	6°24′	5°42′	5°42′	5°58′	6°12′
l_g/(mm)	92.6	76.5	369.3	666.9	890	1229

关于缠度 η 取值问题的讨论：$(a)\eta$ 取小值时弹头飞行稳定，命中精度高，穿甲性能好。对大口径机枪，应考虑取小缠度膛线，但需与寿命问题综合确定。因为 η 值小时缠角 α 大，对等齐膛线意味着弹头嵌入力大，这对枪管寿命不利。(b) η 取大值时弹头飞行的稳定性差，命中精度不高，穿甲性能不好，但对有生命目标的停止作用好。因为弹速大且稳定性较差时，弹头进入机体能很快失去平衡，从而增大创伤范围，使目标迅速失去战斗力。手枪应考虑取缠度较大的膛线。(c) 采用膛线起始段缠度较大（缠角 α 较小）、枪口段缠度较小的混合膛线（或变缠度膛线）既可提高枪管寿命，也可满足稳定性要求。(d) 对一种枪发射多种枪弹的情况，例如除普通弹外还需要发射燃烧弹等，应取其中要求缠度较小的，以保证各种弹头的飞行稳定性。表 1－7 列出几种武器的 η 值，可供设计者参考。

8. 膛线的旋向

膛线的旋向只影响弹头的偏流方向，即右旋膛线使弹头右偏、左旋膛线使弹头左偏。我国一般采用右旋。

三、线膛与弹头的配合

在初步确定出线膛的结构尺寸之后，还应验算弹头圆柱部横截面积 S_z 与线膛横截面积 S 的配合情况，以确定线膛设计满足闭气性、导转弹头可靠性、弹头壳变形容易性等的程度。

1. 弹头圆柱部截面积 S_z

$$S_z = \frac{\pi}{4}d_z^2 \tag{1-36}$$

式中，d_z 为弹头圆柱部直径。

2. 线膛截面积 S

不同线膛结构，其横截面积也不同，这里主要给出矩形、多弧形、多边弧形三种线膛的 S 计算公式。

矩形膛线

$$S \approx \frac{\pi d^2}{4} + nb_1h = \eta_s d^2 \tag{1-37}$$

式中，d、n、b_1、h 分别为口径、膛线数、阴线宽和膛线深度。采数 $\eta_s=0.81\sim0.825$。

多弧形膛线（截面尺寸如图 1－13 所示）

$$S = n\left[\frac{\pi}{180^\circ}\alpha R^2 + \frac{\pi}{180^\circ}\beta r^2 - \left(R-\frac{d}{2}\right)\left(\frac{D}{2}-r\right)\sin\frac{180^\circ}{n}\right] \tag{1-38}$$

式中的 R 为大圆弧半径，其值

$$R = \frac{rd\sin\left(\frac{180^\circ}{n}-\theta\right)}{2r\sin\left(\frac{180^\circ}{n}-\theta\right)+(2r-D)\sin\theta} \tag{1-39}$$

r 为小圆弧半径，其值

$$r = \frac{4Rd-d^2-D^2-2D(2R-d)\cos\frac{180^\circ}{n}}{4\left[(2R-D)-(2R-d)\cos\frac{180^\circ}{n}\right]} \tag{1-40}$$

θ 为阴线中心角的一半。

α 为阳线圆心角的一半，其值

$$\alpha = \arcsin\left[\frac{\frac{D}{2} - r}{R - r}\sin\frac{180^\circ}{n}\right] \tag{1-41}$$

β 为阴线圆心角的一半，其值

$$\beta = \frac{180^\circ}{n} - \alpha \tag{1-42}$$

多边弧形膛线

$$S = \pi r^2 + \pi\left(\frac{d^2}{4} - r^2\right)\mathrm{tg}\,\frac{180^\circ}{n} \tag{1-43}$$

圆弧半径

$$r = \frac{d - D\cos\frac{180^\circ}{n}}{2\left(1 - \cos\frac{180^\circ}{n}\right)} \tag{1-44}$$

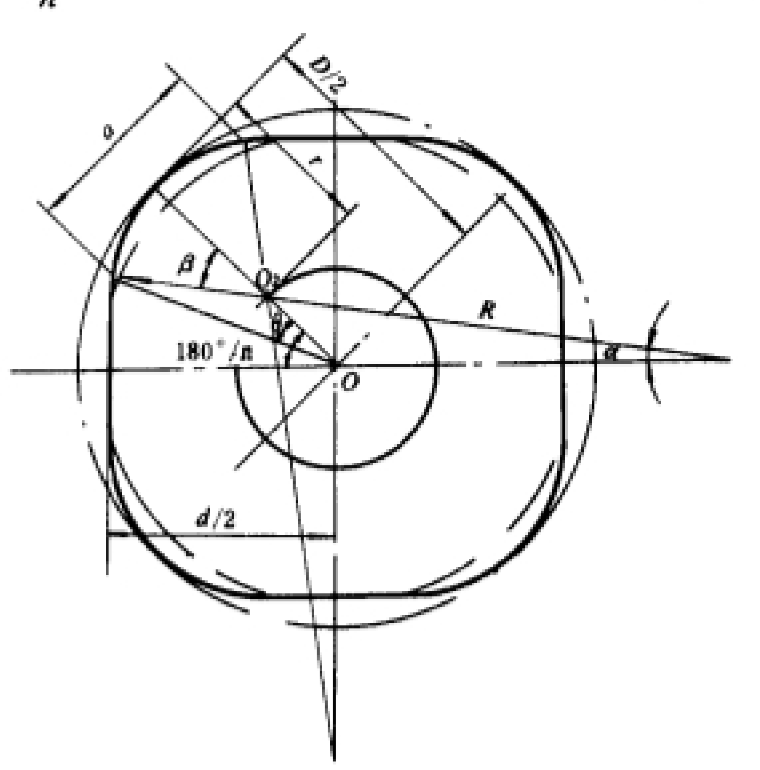


图 1—13　多弧形线膛结构(四条膛线)

3. 线膛与弹头的配合

线膛与弹头的配合主要通过 S_z 与 S 的比值大小来衡量。对矩形线膛有

$$\frac{S_z}{S} = 1.01 \sim 1.03 \tag{1-45}$$

当弹头壳硬度较大时，因变形较困难，考虑到对最大膛压 p_m 和枪管寿命的影响，宜取小比值。其它情况，一般宜取较大比值，这样闭气效果好。如果验算结果不符合上述要求时，可适当改变膛线深度 h 或膛线数 n 与阴线宽 b_1，直至满意为止。

对于多弧形或多边弧形膛线，因阴线与阳线平滑过渡，弹头金属变形(周向)容易，只要取较小的比值即可满足闭气性要求。同时比值小又使弹头嵌入膛线容易，从而有利于降低最高膛压和增加枪管寿命。

四、线膛的尺寸精度与形位公差

线膛的尺寸精度与形位公差随加工方法的不同而异。对于冷精锻枪管，其尺寸精度可达到 0.03。弹膛和线膛一次成形的工艺，弹膛与线膛的同轴度可达到很高的要求。冷挤压枪管的线膛尺寸精度：阳线为 0.05～0.06，阴线为 0.06～0.07。一般情况下，线膛阳线的直径公差约为 0.03～0.08，合 IT9～IT10 级；阴线的直径公差约为 0.04～0.10，合 IT9～IT11 级；对矩形膛线，阴线宽度 b_1 的公差约为 0.18～0.26，合 IT13～IT14 级。线膛的直线度，基准长(量具长) 250～400mm，相关公差为 0.01～0.05，独立公差为 0.02～0.07。

线膛内表面粗糙度：阳线表面为 R_a0.40；阳线侧面和阴线表面为 R_a0.63。

§1.3　枪管管壁强度设计

枪管是一个具有复杂内膛结构和外部形状的管状构件。射击过程中枪管承受着火药燃气产生的高压、高温、变温、介质腐蚀和高速气流冲刷作用，受到弹头嵌入力、导转侧抗力、弹头与膛面摩擦力、导气装置(指导气式武器)作用于枪管的弯曲力、枪管运动(指管退式武器)产生的

惯性力、运动构件(机体或枪机框)复进到位撞击力等诸种机械力作用,并随着射击的延续,这些力又是重复变化的。另外,有膛口装置的枪管将受到该装置产生的反作用力;步枪枪管受到因拼刺产生的轴向力和弯矩;枪管自重还会引起自然弯曲力矩等等。

综上所述,枪管强度是指枪管承受外载荷、温度和介质等因素的联合作用而保持正常工作性能的能力。枪管强度设计的任务是综合分析影响枪管强度的诸因素,根据其对枪管保持正常功能的影响程度和作用机理,确定采用相应的强度设计方法和提高枪管强度的措施,以便使枪管在全枪规定的寿命期内安全可靠和具有良好的弹道一致性。为此,将枪管强度分为管壁强度和内膛疲劳强度。管壁强度主要指在内压作用下不鼓不暴的能力,内膛疲劳强度主要指膛线结构与内膛表面抗破损的能力。内膛强度影响枪管寿命,在本章第五节叙述。本节主要介绍管壁强度的设计方法。

1.3.1 计算膛压曲线与管壁温度

为了保证武器在射击过程中安全可靠,枪管管壁必须具有足够的强度,使其在内压和高温作用下不炸裂和不产生塑性变形。为此,首先需要确定火药燃气压力数值和管壁温度状况,以便选择合适的枪管材料和确定枪管管壁厚度。

一、计算膛压 $p-l$ 曲线的绘制

火药燃气压力数值沿枪管长度的分布曲线称为计算膛压曲线,其值是进行管壁强度设计的载荷依据,必须首先确定。

1. 内弹道 $p-l$ 曲线的计算与测定

枪管管壁强度设计是在枪弹和枪管内膛结构已定的情况下进行的,内弹道诸元(弹头质量 m、装药量 ω、药室容积 W_0 和弹头在膛内的行程 l_k 等)已知。为此,$p-l$ 曲线可以用内弹道方法计算出,也可以在制造出弹道枪以后由实验测试出。

2. 计算膛压 $p-l$ 曲线的绘制

在 $p-l$ 曲线数值确定之后,即可按下述步骤绘制计算膛压 $p-l$ 曲线。

(1) 画出枪管剖面图,并标出弹头在弹膛中的定位状态剖面位置。

(2) 建立 $p-l$ 坐标系:以枪管尾端面对应点 O 为原点,以平行枪膛轴线的 Ol 为横轴,以垂直于 Ol 的 Op 为纵轴,表示火药燃气压力。

(3) 选未启动状态的弹头尾端在横轴上相应点 O' 为辅助坐标原点,画出内弹道 $p-l$ 曲线,并标出最大膛压 p_m 出现点 l_m。由于膛内压力达最大值 p_m 时,整个弹后空间(即 O 至 l_m 段)的压力均为 p_m,所以只要过最大膛压点 B 作横轴平行线 $\overline{AB}$ 即可。

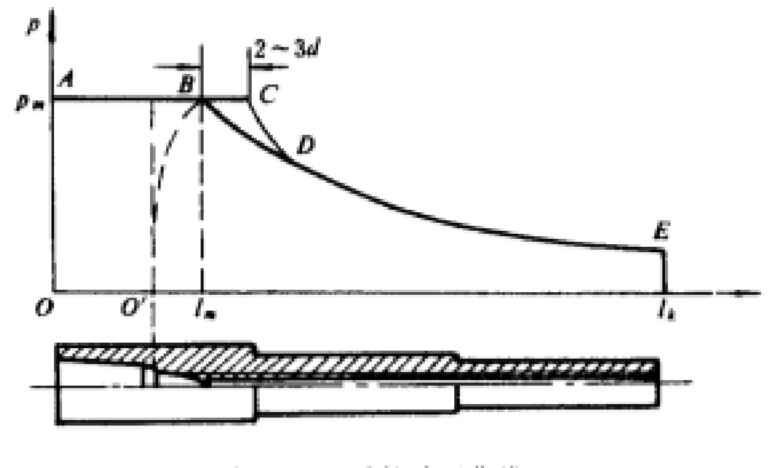


图 1-14 计算膛压曲线

(4) 考虑到弹头嵌入力减小和装药量减小等都可能使最大膛压出现点 l_m 向枪口方向移动,为使枪管管壁强度设计可靠,需将最大膛压点 B 向枪口方向移动 $2\sim3d$(这里 d 为口径尺寸),得 C 点。将 C 点用平滑曲线与 $p-l$ 曲线相连。则根据以上作图所得 $\overline{ABCDE}$ 曲线即为所求的计算膛压 $p-l$ 曲线,

结果如图 1－14 所示。

应当说明，取枪管尾端 A 点的膛压值 p_A 等于 B 点的最大膛压值 p_B（这里 $p_B=p_m$）只是一种近似处理方法，若按内弹道规律，p_A 应当大于 p_B。考虑到此段弹壳变形抵消了一部分膛压值，故这样简化是可行的。

二、管壁温度分析

射击过程中，由于高温火药燃气对枪膛表面的接触传热、辐射传热和弹头对膛面的摩擦功等的作用，将使枪管温度升高，从而对管壁强度、内膛强度及枪管刚度产生严重影响。为此，在进行枪管强度设计之前应当了解管壁的温度状况。

1. 枪管温度近似计算公式

枪管温度场的计算很复杂，目前常用光滑圆管的一维非定常公式作近似计算，即

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right) \qquad (1-46)$$

式中 T——枪管半径 r 处的圆周温度；

α——导温系数。

应用式（1－46）解枪管温度时可参考文献[1]，该书介绍有理论公式法和数值计算法。

2. 单发射击时管壁的温度状况

枪管在单发射击时，因管壁仅有 0.01s 的时间从火药燃气中获取热量，大部分热量由火药气体带走，所以使枪管发热的能量是有限的。但是，由于传热时间的短暂，管壁摄取的热量来不及向外层传递，可使内表层 1%mm 厚的金属温度达 1000℃。停射时高温层热量一部分向膛内散失，一部分向外层传递并很快衰减。图 1－15 为单发时管壁的温度分布状况。

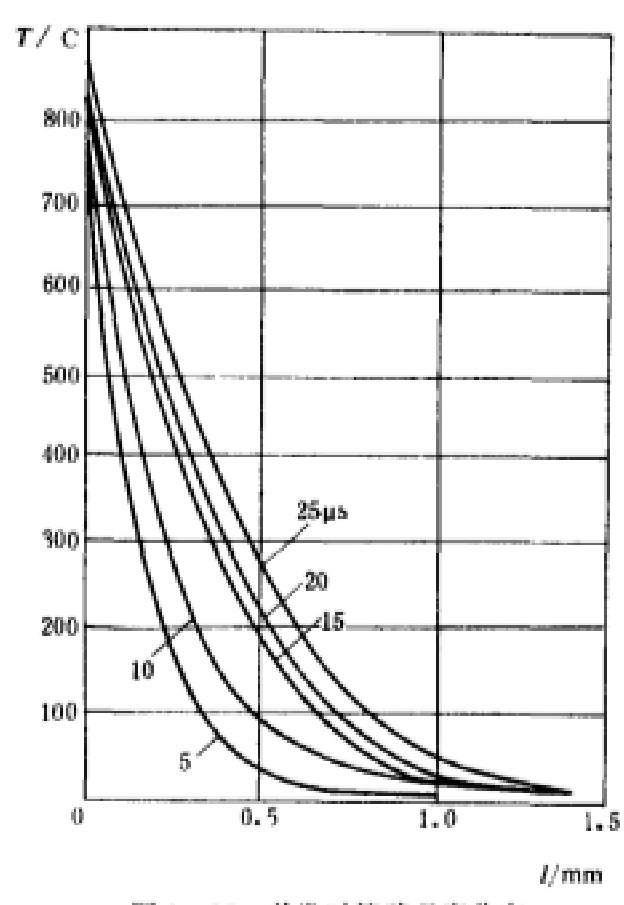


图 1－15 单发时管壁温度分布

管壁温度沿枪管纵剖面的分布是不均衡的，其一般规律是后段高、枪口次之、中段最低。后段温度高是因为火药气体温度高、对膛壁热作用时间长、膛压高、气流速度低的缘故；枪口比中段温度高的原因是因为弹头出枪口之后火药气体遇空气再燃烧所致。在后段，又以坡膛处的温度最高，这是因为弹头嵌入膛线过程中释放出的能量增加了该处的热效应，且膛壁直接与火药气体接触，而弹膛（指与弹壳配合部分）有弹壳保护之故。图 1－16 为枪管纵剖面上等温线的分布。

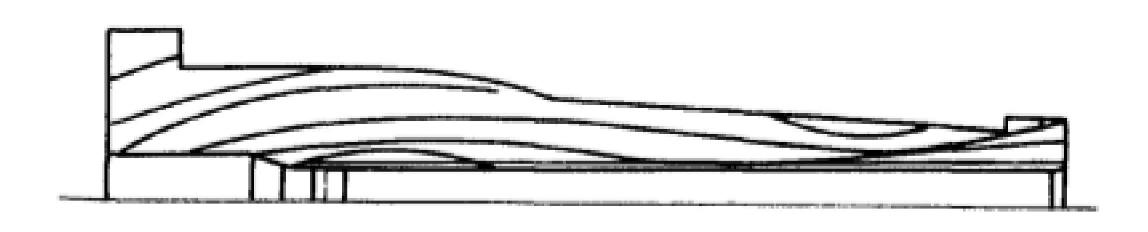


图 1－16 枪管纵剖面上等温线的分布

3. 连发时管壁的温度状况

现代自动武器一般都可以连发射击，对于重机枪、高射机枪和航空自动武器，由于其理论射速高（600～1800 发/min）、连续发射的枪弹数多（250～500 发），使得管壁温度逐渐累积而迅速升高，图 1－17 为某 7.62mm 通用机枪点射加速射 500 发时管壁温度与时间的关系曲线。

由图中看出该曲线有两个波峰，第一个峰值是点射以后的管壁温度，停射时温度降到 432℃，而后接着速射，使温度升到 711℃。通过这一实例说明，自动武器在连续射击时，管壁温度可能达到 400～700℃左右。

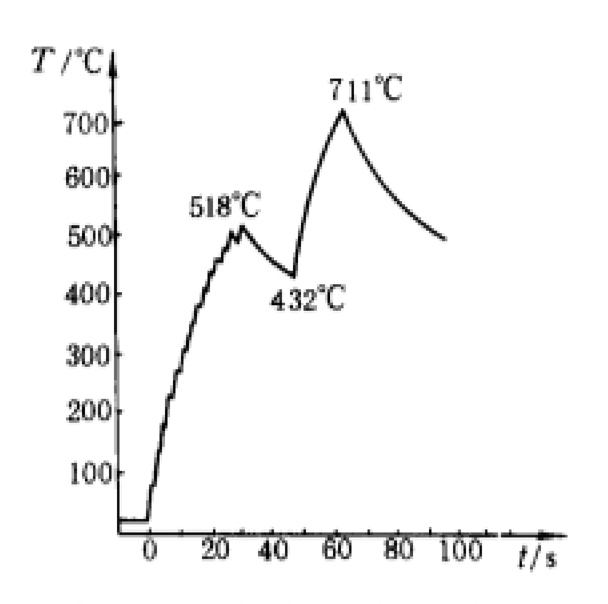


图 1－17 某机枪枪管的测温曲线（距尾端 80mm）

连续射击时管壁温度场是将各发形成的温度场依次相加来计算的，即

$$T(r,t) = T_0 + \sum_{i=1}^{n} T_i(r,t) \qquad (1-47)$$

式中 T_0——所研究枪管管壁某点的初温；

T_i——射击一发使管壁温度的升高量；

n——一次连续射击的枪弹发数。

评价管壁强度时可以采用热流一次近似值是稳定的假设。这样，管壁温度 T 与厚壁圆筒半径 r 的关系可用对数式表示，即

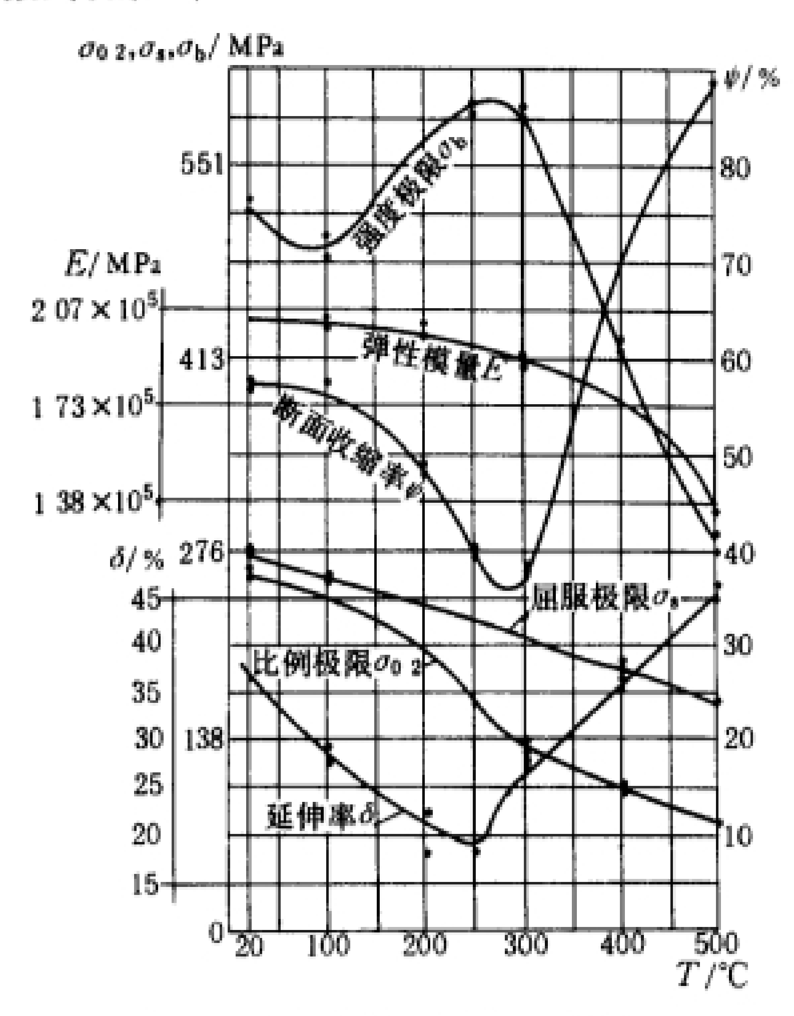


图 1－18 高温对金属材料机械性能的影响

$$T = \Delta T(r_1,r_2)\frac{\ln\dfrac{r_2}{r}}{\ln\dfrac{r_2}{r_1}} \quad (1-48)$$

式中 $\Delta T(r_1,r_2)$——枪管内外表面间的温差；

r_1、r_2、r——分别为枪管内半径、外半径和任意半径。

4. 高温对枪管强度和刚度的影响

如前所述，单发时管壁内表层温度可达近 1000℃左右，这样高的温度可使金属处于微熔状态，对内膛强度不利。但枪管整体温度不高，将不会对管壁强度有太大影响。

在连发，尤其是长时间连续射击时，由于管壁温度可达 400～700℃左右，这将使枪管材料的机械性能下降（如图 1－18 所示），使枪管刚度降低（见后面枪管振动部分），从而对管壁强度与射击精度产生不利影响。枪管在高温和机械力联合作用下，将使管壁产生蠕变；在交变温度作用下，使管壁产生热应力，从而引起热疲劳；高温与交变机械力使管壁产生高温疲劳等，这些将对枪管内膛强度（即

枪管寿命)产生严重影响。

1.3.2 枪管壁内的应力与应变

由材料力学知道,材料在一定的外力作用下,其内部将产生一定的应力与应变。为了进行管壁强度设计,首先应当研究枪管壁内的应力与应变的计算方法;然后才能选择适当的强度理论建立强度条件,确定极限应力,选择材料和计算管壁尺寸。要建立枪管管壁的应力—应变计算公式,还应对复杂的枪管结构和受力状态作必要的简化与假设。

一、基本假设与分析

1. 基本假设

枪管是一个具有复杂内膛结构与外部形状的管形构件,即使只考虑内压和外压作用,要精确计算枪管壁内的应力与应变也是很困难的。在处理机械强度设计问题时,常常要对某些承载结构加以分析,并作必要的简化与假设,以便建立力学模型,导出应力—应变公式。

(1) 假设枪管是内径为 r_1、外径为 r_2 的无限长的厚壁圆筒;

(2) 枪管材料均质且各向同性;

(3) 外力垂直管壁表面,无轴向力作用;

(4) 管壁各质点受力后处于静力平衡状态。

在上述假设基础上,即可应用静力作用下的轴对称厚壁圆筒理论分析管壁应力与应变。

2. 对假设的分析

应当指出枪管管壁的实际应力与经过简化后的管壁应力是有差别的。例如:(*a*) 枪管弹膛(包括坡膛)有锥度,线膛有膛线,外部有台阶和沟槽等,并不是光滑圆筒,更不是无限长。所以二者存在一定差异,尤其是在距离两端二倍内径段实际应力的数值。但是,考虑到弹膛有弹壳和机匣承担部分内压,枪口管壁较厚,这样简化不会对管壁强度有多大影响。(*b*) 火药气体对管壁的作用时间很短,应变速率 ϵ 较高,对膛线等引起的应力集中很敏感,并不能使管壁各质点处于静力平衡状态,这也是造成二者差异的主要原因。但是,构件在动载荷作用下可使材料强化、从而使屈服极限 σ_s 提高,这对枪管的管壁强度不会有太大影响,而对内膛强度影响较大。(*c*) 枪管在射击过程中实际有轴向力作用,忽略轴向力之后计算出的管壁应力偏大,这对管壁强度有利。

二、枪管壁内的应力与应变

在前面的假设条件下,枪管被简化成内半径为 r_1、外半径为 r_2、内压为 p_1、外压为 p_2 的理想厚壁圆筒。关于厚壁圆筒应力—应变公式的推导过程,材料力学已有详细介绍,下面直接给出表示径向应力 σ_r、切向应力 σ_t 的公式[3]

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(p_1 - p_2) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \tag{1-49}$$

$$\sigma_t = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(p_1 - p_2) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \tag{1-50}$$

将式(1-49)、(1-50)代入广义虎克定理公式,取波松比 $\mu = \frac{1}{3}$,按 p_1 与 p_2 整理出如下相当应力公式

$$E\varepsilon_r = -\frac{2}{3}p_1\frac{r_1^2(2r_2^2 - r^2)}{r^2(r_2^2 - r_1^2)} - \frac{2}{3}p_2\frac{r_2^2(r^2 - 2r_1^2)}{r^2(r_2^2 - r_1^2)} \tag{1-51}$$

$$E\varepsilon_t = \frac{2}{3}p_1\frac{r_1^2(2r_2^2 + r^2)}{r^2(r_2^2 - r_1^2)} - \frac{2}{3}p_2\frac{r_2^2(r^2 + 2r_1^2)}{r^2(r_2^2 - r_1^2)} \tag{1-52}$$

1.3.3 枪管弹性强度极限

枪管管壁强度是指管壁抵抗内压作用不鼓不暴的能力。所谓不鼓是指管壁不产生全塑性变形，所谓不暴是指不炸膛。对于由弹塑性材料制成的枪管来说，只要能使管壁在内压作用下始终处于弹性状态，即可确保其不会发生炸膛的危险。枪管弹性强度极限就是使管壁保持弹性状态所能承受的外力极限。下面通过适当的强度理论建立管壁强度条件，进而导出枪管弹性强度极限的计算公式。

一、强度理论与安全系数

1. 强度理论

要建立枪管管壁强度设计公式，需要知道判定枪管材料失效（破坏或过大残余变形）的准则，即强度理论。在科技发展史上由于对材料失效原因有不同的认识，曾出现不同的强度理论，如：最大正应力理论（伽俐略理论，第一强度理论）；最大线变形理论（玛利奥特或生文南理论，第二强度理论）；最大剪应力理论（库伦和特列斯卡理论，第三强度理论）；总势能理论（奥尔特拉姆理论，第四强度理论）；形变能理论（胡勃－密息斯－甘克理论，第五强度理论）等。目前经常用来计算厚壁圆筒强度的是第二与第五强度理论。我国枪、炮管强度设计主要采用第二强度理论，并积累了许多宝贵经验。所以，下面主要根据第二强度理论进行枪管强度条件的研究。

第二强度理论认为，材料内的最大线应变是使材料失效的原因，即材料在复杂应力状态下，当最大线应变达到在简单拉压条件下的极限应变时，材料即行失效（破坏或塑性变形）。对于枪管，其强度条件为

$$E\varepsilon_r \leqslant \sigma_e \tag{1-53}$$

或

$$E\varepsilon_t \leqslant \sigma_e \tag{1-54}$$

式中 σ_e——枪管材料的弹性极限，也可以用材料屈服极限 σ_s 来代替。

$E\varepsilon_r$ 和 $E\varepsilon_t$——枪管管壁径向相当应力和切向相当应力。

2. 安全系数

工程机械设计中，为了简化设计，在建立力学模型、求取应力与应变时，往往要作一定的假设，这样确定出的应力将与实际情况有所出入。为了使设计可靠，必须给出一定的强度储备，这就是安全系数的由来。

民用机械确定安全系数的根据是：(a)力与应力计算的精确性；(b)材料的均质性；(c)零件加工质量等。以上三条能较好地满足时，安全系数取 1.3～1.4；一般满足时取 1.4～1.7；满足较差时取 1.7～3.0。

在枪管设计中，与第二强度理论相应的安全系数为：

弹膛部分	0.9
最大膛压部分	1.2
枪口部分	2.0

以上弹膛部分安全系数取小于 1 的值，主要是考虑弹膛中的弹壳和枪管外的机匣承受了一部

载荷的缘故；枪口部分取较大值则主要从提高枪管刚度出发。

二、枪管弹性强度极限

枪管弹性强度极限是使枪管管壁保持弹性状态所能承受的外力极限。对射击中的枪管，外力是指内压 p_1 和外压 p_2。由于 p_2 远小于 p_1，可以忽略 p_2，即 $p_2=0$。于是由式(1－51)和(1－52)得

$$E\varepsilon_r=-\frac{2}{3}p_1\frac{r_1^2(2r_2^2-r^2)}{r^2(r_2^2-r_1^2)} \quad (1-55)$$

$$E\varepsilon_t=-\frac{2}{3}p_1\frac{r_1^2(2r_2^2+r^2)}{r^2(r_2^2-r_1^2)} \quad (1-56)$$

比较式(1－55)和(1－56)可以看出

$$|E\varepsilon_t|>|E\varepsilon_r|$$

并且，当 $r=r_1$ 时，$|E\varepsilon_t|$ 的值最大，记为 $E\varepsilon_{t1}$。这就是说，枪管壁内切向相当应力的绝对值恒大于径向相当应力的绝对值，同时以枪管内表面的切向相当应力 $E\varepsilon_{t1}$ 为最大。由以上分析，令式(1－56)中 $r=r_1$，得到最大相当应力值为

$$E\varepsilon_{t1}=\frac{2}{3}p_1\frac{2r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2} \quad (1-57)$$

若不考虑温度对枪管材料弹性极限 σ_e 的影响，则将式(1－57)代入式(1－54)，取等号并解出 p_1，得

$$p_1=\frac{3}{2}\sigma_e\frac{r_2^2-r_1^2}{2r_2^2+r_1^2} \quad (1-58)$$

此式即为枪管弹性强度极限的表达式。当枪管内、外半径 r_1、r_2 及材料弹性极限 σ_e 一定时，p_1 即为枪管的弹性强度极限。

三、影响枪管弹性强度极限的因素

枪管弹性强度极限 p_1 与枪管材料弹性极限 σ_e 不同。σ_e 是材料的弹性性能指标，其值与结构尺寸无关。而 p_1 是枪管这一特定结构的弹性性能指标，其值除与 σ_e 有关外，还与结构尺寸、受力状态、工作温度等因素有关。为了提高枪管的承载强度，有必要先了解影响枪管弹性强度极限的因素及其影响倾向。

1. 材料性能的影响

由式(1－58)可以看出，当 r_1 与 r_2 一定时，p_1 值随 σ_e 的改变而成正比规律变化。因此，提高枪管材料的弹性极限 σ_e 值，可以在不增加枪管尺寸的条件下，提高枪管的弹性强度极限 p_1 值。具体措施是：① 选用优质材料，这虽然可以使 σ_e 增高，但受到经济性指标的限制；② 采用适当的热处理和强化工艺，可以在不过分增加生产成本的条件下，提高枪管整体或表面强度，从而达到提高 p_1 的目的。

2. 结构尺寸的影响

将式(1－58)改写成下面形式

$$p_1=\frac{3}{2}\sigma_e\frac{1-r_1^2/r_2^2}{2+r_1^2/r_2^2}$$

由此式可以看出：当 σ_e 和枪管内半径 r_1 一定时，增大枪管外半径 r_2，可以提高 p_1 值；但是，若

无限增大 r_2 值（即 $r_2 \to \infty$），p_1 将趋于 $\frac{3}{4}\sigma_e$。这说明通过增加枪管壁厚来提高 p_1 是有限的。实际上，当 $r_2/r_1=2$ 以后，p_1 值随 r_2 的提高就不显著了（详见表 1—8）。

表 1—8　p_1 随枪管壁厚尺寸的变化

枪管壁厚/口径	0.10	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	∞
r_2/r_1	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	6.0	∞
p_1/σ_e	0.17	0.34	0.50	0.58	0.63	0.66	0.68	0.69	0.70	0.75

为了说明造成上述状况的原因，试分析半径比 $r_2/r_1=2$ 及内压 $p_1=270\text{MPa}$ 时管壁切向相当应力 $E\varepsilon_t$ 的分布情况。在枪管内表面上有

$$E\varepsilon_{t1} = \frac{2}{3}p_1\frac{2(r_2/r_1)^2+1}{(r_2/r_1)^2-1} = 540\text{MPa}$$

在枪管外表面上的切向相当应力 $E\varepsilon_{t2}$ 为

$$E\varepsilon_{t2} = \frac{2p_1}{(r_2/r_1)^2-1} = 180\text{MPa}$$

由以上计算结果看出，内表面切向相当应力 $E\varepsilon_{t1}$ 是外表面切向相当应力的 3 倍。在内外表面之间切向相当应力的分布情况如图 1—19 所示。这一结果表明，外层金属在抵抗内压方面所起的作用是很小的。

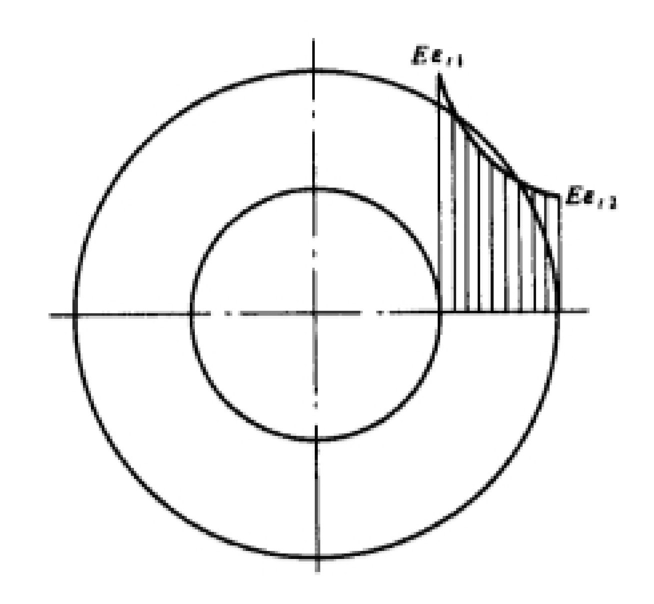


图 1—19　枪管壁内的切向相当应力分布

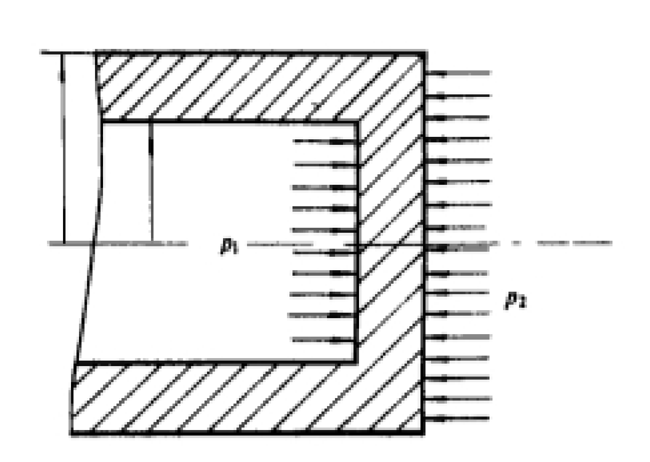


图 1—20　枪管壁内轴向应力的确定

3. 受力状态的影响

前面在建立管壁应力—应变计算式时，曾假设无轴向力作用。实际上，在弹头未出枪口之前，可以认为是有底的圆筒，其结构尺寸与承载情况如图 1—20 所示。

考虑到对管壁产生拉伸应力为正、压缩应力为负，由图 1—19 可列出轴向应力 σ_z 公式为

$$\sigma_z = \frac{p_1r_1^2 - p_2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \tag{1—59}$$

将 σ_z 与式（1—49）中的 σ_r 和式（1—50）中的 σ_t 一起代入三维应力状态的广义虎克定理切向应变公式，即

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}[\sigma_t - \mu(\sigma_r + \sigma_z)]$$

并取 $\mu=1/3$，得考虑轴向应力的切向相当应力公式为

$$E\varepsilon_t=\frac{p_1}{3}\frac{r_1^2(4r_2^2+r^2)}{r^2(r_2^2-r_1^2)}-\frac{p_2}{3}\frac{r_2^2(3r^2+4r_1^2)}{r^2(r_2^2-r_1^2)} \tag{1-60}$$

在式(1－60)中，令 $p_2=0$，$r=r_1$，得

$$E\varepsilon_t=\frac{p_1}{3}\frac{4r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2} \tag{1-61}$$

将式(1－61)代入式(1－54)，取 $E\varepsilon_{t1}=\sigma_e$，解出 p_1，并以下标 z 表示与无轴力 p_1 的区别，得

$$p_{1z}=3\sigma_e\frac{r_2^2-r_1^2}{4r_2^2+r_1^2} \tag{1-62}$$

为了判定 p_{1z}与 p_1 值的大小，将式(1－62)与式(1－58)相比较

$$\frac{p_{1z}}{p_1}=\frac{3\sigma_e\dfrac{r_2^2-r_1^2}{4r_2^2+r_1^2}}{\dfrac{3}{2}\sigma_e\dfrac{r_2^2-r_1^2}{2r_2^2+r_1^2}}=\frac{4r_2^2+2r_1^2}{4r_2^2+r_1^2}>1$$

即 $p_{1z}>p_1$。这一结果说明：当有轴向力存在时，枪管的弹性强度极限 p_{1z}较无轴向力的 p_1 高；换句话说，若以无轴向力的枪管弹性强度极限 p_1 进行管壁强度设计，等于增加了枪管的强度贮备。

4．工作温度的影响

枪管在射击过程中，单发时内表层温度可达 1000℃左右，长时间连续射击时管壁整体温度可达 400～700℃左右。

金属材料在这样高的温度下(参看图 1－18)，弹性强度指标(如弹性模量 E、屈服极限 σ_s 和比例极限 $\sigma_{0.2}$等)将随着温度的升高而单调下降；塑性指标(如断面收缩率 Ψ 和延伸率 δ)在 250℃之前随温度的升高而下降，在 250℃以后又随温度的升高而加大；弹塑性强度指标(拉伸强度极限 σ_b)随温度的变化规律较复杂，在 300℃之前有下降也有上升趋势，但在 300℃之后则随温度的升高而快速下降。以上结果虽然是由中碳钢的试验得到的，但对有高温作用的枪管强度设计是值得借鉴的。因为高温可使金属软化、强度与刚度降低，使热处理得到的组织改变、机械性能下降，使强化处理效果减弱或消失等规律都是众所周知的。下面主要讨论高温对枪管弹性强度极限的影响。

对于枪管弹性强度极限 p_1，由于在推导切向相当应力公式时没有考虑温度对弹性模量 E 的影响，在建立 p_1 强度条件时没有考虑温度对材料弹性极限 σ_e 的影响，所以将其用于枪管强度设计时应当注意：(*a*) p_1 可直接用来进行手枪、步枪、冲锋枪等武器的枪管强度设计，这是因为这类武器射击时管壁整体温度不高，只有内表层受高温影响，虽然按 p_1 设计出的枪管不能确保内表层不屈服，但是只要采用内膛镀铬工艺，其枪管强度还是可以满足使用要求的。(*b*)对于机枪(包括轻、重机枪与高射机枪)类长时间连续射击的自动武器，因为射击时枪管不仅内表层温度高，而且管壁整体温度也高，若按常温 p_1 和镀铬工艺进行枪管强度设计，则既不能保证管壁强度，也不能确保内膛强度。此时应采用高温弹性性能 σ_e 好的材料先按式(1－58)求出 p_1，再以 p_1 进行管壁强度设计。

四、提高枪管弹性强度极限的途径

通过上面分析知道，管壁应力分布不均匀和管壁温度过高是限制枪管弹性强度极限提高的主要原因。为了提高枪管的弹性强度极限，需要研究改善管壁应力分布和降低枪管温度的技

术途径。这里主要介绍枪管的筒紧与自紧原理和枪管散热措施等内容。

1. 枪管的筒紧与自紧原理

在分析枪管受力状态对枪管弹性强度极限 p_1 的影响时得知，考虑轴力之后 $p_{1z}>p_1$。由此得到了通过增加外压 p_2 来提高 p_1 的启迪，其原理式可以由式(1－60)得出。在式(1－60)中，令 $r=r_1$，得到枪管内表面切向相当应力 $E\varepsilon_{t1}$的公式

$$E\varepsilon_{t1}=\frac{1}{3}p_1\frac{4r_2^2+r_1^2}{r_2^2-r_1^2}-\frac{1}{3}p_2\frac{7r_2^2}{r_2^2-r_1^2} \tag{1－63}$$

将式(1－63)代入式(1－54)，取 $E\varepsilon_{t1}=\sigma_e$，解出 p_1，并以 p_1'表示

$$p_1'=3\sigma_e\frac{r_2^2-r_1^2}{4r_2^2+r_1^2}+p_2\frac{7r_2^2}{4r_2^2+r_1^2} \tag{1－64}$$

式(1－64)即为筒紧与自紧的原理式。由此式可以看出，只要给枪管增加适当外压 p_2，即可提高枪管的弹性强度极限。按照对枪管施加外压 p_2 方式的不同，分为筒紧与自紧两种。

(1) 筒紧工艺及其对管壁应力分布的影响。将有限个具有过盈配合尺寸的圆筒互相套装在一起，通过外筒的弹性收缩对内筒产生外压，这一工艺过程称为筒紧。外筒对内筒的外压 p_2 值大小，可通过过盈量的大小来控制。当过盈量较小时，可用压力机压装；当过盈量较大时，通常采用将外筒加热的方法来套装，这种方法工厂叫做“红套”。

为了说明筒紧作用，下面以双层筒紧枪管为例进行分析。两筒装配之后，由于有过盈量存在，外筒的弹性收缩将使内筒产生压缩变形，并在内筒壁内产生压应力，其分布状况如图 1－21 曲线 a 所示；另一方面内筒的弹性伸胀阻止外筒恢复原位，从而使外筒产生拉伸变形，并在外筒壁内形成拉应力，其分布状况如图 1－21 曲线 b 所示。在武器射击时，若不考虑筒紧作用，火药燃气压力使管壁产生的切向相当应力按图 1－21 曲线 c 规律分布；当考虑筒紧作用之后，内筒壁内的实际应力如图 1－21 曲线 d 所示，它是曲线 a 与 c 的合成结果，外筒壁内的实际应力如图 1－21 曲线 e 示，它是曲线 b 与 c 的叠加结果。

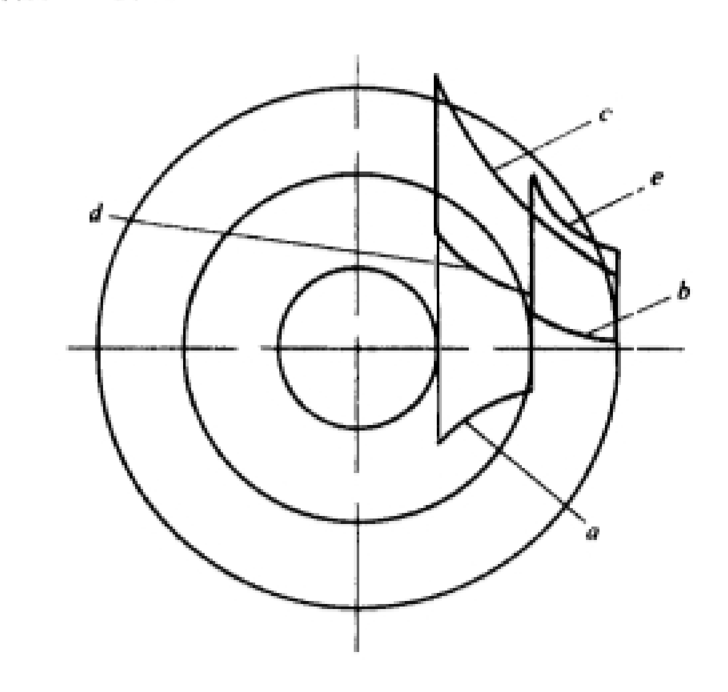


图 1－21　双层筒紧枪管内、外筒的应力分布

a—装配后内筒切向压缩相当应力；b—装配后外筒切向拉伸相当应力；c—射击时单筒枪管的切向拉伸相当应力；d—射击时筒紧枪管内筒的切向拉伸相当应力(实际)；e—射击时筒紧枪管外筒的切向拉伸相当应力(实际)

通过以上分析得出如下结论：① 筒紧枪管内表面的实际切向相当应力较单筒枪管降低了，这意味着枪管弹性强度极限的提高；② 筒紧使枪管外层金属材料的机械性能得到了较为充分的利用。

但是，从图 1－21 也看出了双层筒紧枪管的不足，这就是射击时管壁的实际应力分布不均匀，在内、外筒界面处应力有突变。为了改变管壁应力分布不均匀的状况，应当增加筒紧枪管的层数。显然，随着筒紧层数的逐渐增多，管壁应力分布将逐渐趋于一致。当筒紧层数增至无限多时，管壁应力必将趋于均匀一致。然而，随着筒紧层数的增多，不仅制造困难、费用增高，而且

实际上也无法做到，这样便出现了自紧枪管。

(2) 自紧工艺及其对管壁应力分布的影响。将枪管两端封闭并给膛内注入高压油或气体。随着膛内压力的增高，管壁切向相当应力也随着增大。当其值超过材料弹性极限 σ_e 时，金属将产生塑性变形，内压愈高塑性变形范围也愈大。由于内压引起的管壁切向相当应力是由内层向外层逐渐减小的，所以管壁的塑性变形程度也由内向外逐渐减小，并在某一半径 r 处终止，在此之外的枪管金属材料仍处于弹性状态。当内压去除之后，由于外层金属的弹性恢复，将对内层塑性变形金属产生程度不同的残余压缩应力，其值以内层最大，向外逐渐减小。这种通过增高内压使管壁产生残余压缩应力(相当于有无限多层的枪管在筒紧时外层对内层施加的压力)的工艺过程人们称之为“自紧”。由于自紧作用的结果，枪管的弹性强度极限将会提高，管壁的应力分布也将会趋于一致。

应当指出，不论筒紧还是自紧，都是通过残余压缩应力来提高枪管弹性强度极限的，所不同的仅是产生残余应力的方法而已。由于这种残余压应力会随着管壁温度的升高而逐渐消除，所以筒紧与自紧措施只能用于射击时温升不高的枪管。对于需要进行长时间连续射击的武器，提高枪管强度的有效途径应当着眼于降低枪管温度。

2. 枪管的散热措施

在自动武器的发展过程中曾采用过不少枪管的散热措施，如增大热容量、增大散热面积、采用液体(如水)冷却、采用化学护膛剂和更换枪管等。这些散热措施都是根据当时的战术要求产生的，并受到当时科学技术水平的限制。

由于战术技术要求的改变，现代自动武器对机动性和火力强度(战斗射速)提出了更高的要求。在这种情况下，应当拟制新的散热措施评价标准，以便重新评价已有的散热措施，并在此基础上开辟新的散热途径。这新的标准是：(*a*) 应当具有良好的散热效能；(*b*) 有利于武器机动性的提高。

将已有的散热措施与新标准相对照，可以看出：(*a*) 液体冷却虽然具有良好的散热效能，但其结构尺寸和质量较大不利武器机动性的提高，因而不适于自动武器采用；(*b*) 增大热容量意味着增加枪管壁厚尺寸及质量，这对提高武器机动性不利，且其散热效能有限，也不宜采用；(*c*) 更换枪管是一种不得已的措施，因其对作战和运输带来诸多不便，也不是一种好办法；(*d*) 采用化学护膛剂对降低枪管温升有良好的作用，可以采用，因其不属于枪管强度设计范畴，这里不作详细讨论；(*e*) 增大散热面积，这是一种可以采用的好方法，但需要以不过分加大枪管质量为条件。

综上所述，新的散热途径应当综合考虑各种影响散热效率的主要因素，才能既提高散热效能又不影响武器机动性。下面从增大散热面积和增加介质流动速度角度，介绍两种散热措施的工作原理。

(1) 引射式轻金属散热器。这种散热器主要由纵向筋片式轻金属散热器、膛口引射器及引射管道三部分组成，其结构原理如图 1－22 所示。

该散热器采用导热性能好的轻金属材料，是为了加快管壁热传导和减轻散热器附加质量；将其制成纵向筋片式，是为了便于枪管周围受热空气介质向膛口流动和增大散热面积；采用引射管道 3 将散热片 4 的外表面罩住且后端开口，主要为的是便于引射气流的流动，同时也可使武器外表面光滑而便于射手操枪。图 1－22(*b*)画出了散热器的某一断面形状。

关于引射器的工作原理，可以通过图 1－22(*a*)加以说明。将引射管 3 与膛口引射器(也可

用一般膛口消焰器代替)内腔连通。在弹头飞出枪口之后,膛内的高压火药燃气便以很高的速度从枪口喷出,这一高速气流称为引射流。引射流有初始段和主体段,射流的主心为等速核心区。在射流的初始段,主流的高速气流带动周围气体加速向前运动。由于周围环境的气体是在一个圆筒之内,因此,原来在引射筒内静止的气体便一起向前运动,从而带走被散热片加热的空气介质,再从引射管后端开口处吸入新的冷空气。这样循环往复,达到加速枪管散热的目的。

以上介绍的引射式散热器原理曾在英路易斯轻机枪中应用过,只因该枪为枪管全冷式,其质量和外形尺寸都很大,故未得到推广应用。如果设计成只有枪管后部(即坡膛附近枪管)散热的半冷却式,中间用引射管与引射器连通,再采用更轻的金属材料并经过更合理的设计之后,将会得到广泛采用。

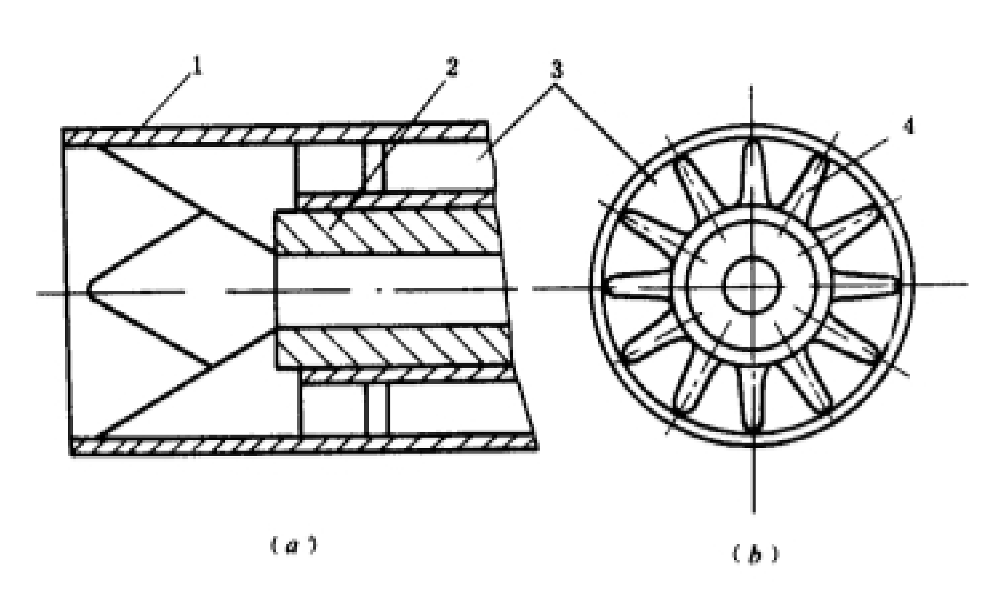


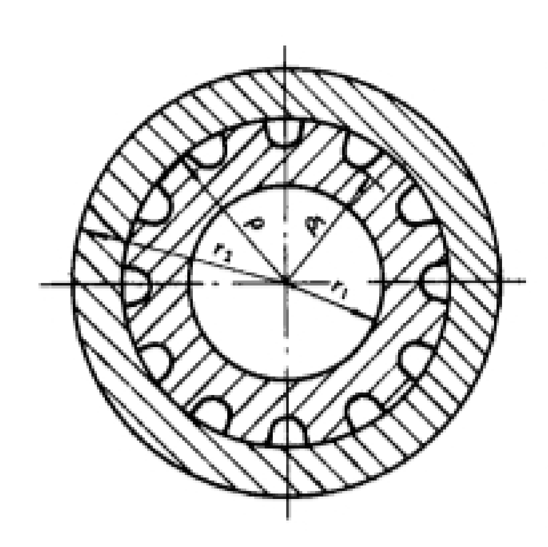
图 1-22 引射式轻金属散热器

(a) 膛口引射器原理; (b)轻金属散热器断面

1—膛口引射器;2—身管;3—引射管道;4—轻金属散热器

(2) 引射式层间冷却结构。在现代大口径火炮中,采用液压式层间冷却对身管散热起了良好的作用。分析其中原理,一是由于散热槽深入管壁中间(如图 1-23 所示),有利于管壁温度及早散发;二是由于采用循环的液体冷却系统,温度较低的冷却液不断在散热槽中流动加快了管壁与介质间的热量交换。但是,液压式需要很多附加构件(如贮液槽、液流泵、发动机、液体散热器等),这对步兵自动武器是不适用的。如果将层间冷却介质由液体改为气体,就可以利用膛口引射器驱使散热槽中的气体循环,从而使小口径自动武器采用层间冷却成为可能。

引射器工作原理见前述。下面着重介绍层间散热槽结构,其原理简图如图 1-23 所示。


图 1-23 层间冷却枪管的断面结构

层间冷却枪管一般由内筒和外筒两层组成。散热槽可开在内筒外表面上,也可开在外筒内表面上,或内外筒各开一半。从加工方便和对枪管刚度有利角度,散热槽以开在内筒外表面上为好。如果仅从散热角度考虑,散热槽也可开在外筒的内表面上,只要外筒采用轻质材料,也不会过分增大枪管质量。

层间冷却枪管可以设计成全冷式,也可设计成半冷式。对于航空自动武器和车载自动武器,因机动性要求可以放宽,此时可将散热槽沿枪管全长布置,并直通膛口引射器内腔,这种层间冷却结构称为全冷式。全冷式枪管的冷却效果好,对内膛强度的提高有利,而且弹头在膛内运动的一致性也好,但较半冷式质量大,机动性也不如后者。如果所设计的武器对机动性有更严格的要求,例如步兵自动武器,此时枪管应当采用半冷式。所谓半冷式,即是指冷却部位只有枪管的一部分。分析枪管的受载和温度分布状况,以后

膛（指坡膛附近枪管部分）温度最高、受载最严重。若将枪管散热、改善枪管受载和采用优质材料同时考虑，并注意到经济性与机动性要求，则采用半冷式衬管结构是最好的办法。衬管可用耐高温材料制造，内膛采用减小嵌入力和导转侧抗力的坡膛结构和变缠度膛线，外部开散热槽，使槽后端向大气敞开，前端各槽互相连通，并用引射管与膛内引射器内腔相连。上述综合结构是提高速射自动武器枪管弹性强度极限和延长枪管寿命的有效途径。

§1.4 枪管振动分析

枪管是一个具有复杂结构的管状弹性构件。射击之前，处于战斗状态的枪管因自重和工艺原因会产生或存在弯曲。射击过程中，因膛内弹头高速运动产生的离心力作用、运动构件的不对心撞击和火药燃气压力的不对心作用等都会使枪管产生弯曲振动。弹头在膛内高速旋转运动产生的导转侧抗力会使枪管产生扭转振动。在轴向力和径向力作用下，枪管还会发生纵向振动和径向振动。枪管振动不仅会改变武器的射击状态，而且还会改变枪管的受力和变形状态，从而对武器射击精度、枪管强度和刚度产生较大影响。为了提高枪管设计质量，应当对引起枪管振动的原因、枪管振动对射击精度的影响及减小枪管振动的措施等进行必要的分析。

1.4.1 枪管振动的原因

枪管在受到弯矩、扭矩、轴向力与径向力作用时会发生弯曲振动、扭转振动、纵向振动和径向振动，其中主要是弯曲振动。为此，本节主要讨论枪管的弯曲振动问题。就影响枪管弯曲振动的因素而论，大致可分为内在因素和外在因素两种。其中枪管自重引起的静力弯曲和枪管弯曲刚度为主要内在因素；而弹头在已发生弯曲变形的枪膛内高速运动所产生的离心力、膛底火药燃气压力的合力及运动部分阻力等因其作用线不与枪膛轴线同轴所产生的弯矩，则是使枪管发生弯曲振动的外在激励因素。射击前枪管只有振动的内因，它不发生弯曲振动；射击时既有内因又有外因，必然发生振动。

一、枪管的静力弯曲与弯曲刚度

1．枪管的静力弯曲

处于悬臂支撑状态的枪管在自重作用下产生静力弯曲时，枪膛轴线的挠度 y 和枪管横截面转角 θ 可通过解下面微分方程确定，即

$$\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}z}=\frac{q}{EI} \tag{1-65}$$

式中 y——枪管横向位移，即挠度；

z——枪管轴线坐标；

q——枪管单位长度的自重载荷；

E——枪管材料弹性模量；

I——枪管截面惯性矩。

将方程（1－65）逐次积分，并代入边界条件，得枪管挠曲线方程

$$y=\frac{qz^4}{24EI}-\frac{ql}{6EI}z^3+\frac{ql^2}{4EI}z^2 \tag{1-66}$$

枪管转角方程

$$\theta = y' = \frac{qz^3}{6EI} - \frac{ql}{2EI}z^2 + \frac{ql^2}{2EI}z \qquad (1-67)$$

式(1－66)、(1－67)中，l 为坐标原点(即枪管支点)至枪口端面的距离。当 $z=l$ 时，枪口挠度达最大值 y_{max}、转角达最大值 θ_{max}(又记作 γ_q)，即：

$$y_{max} = \frac{ql^4}{8EI} \qquad (1-68)$$

$$\theta_{max} = \gamma_q = \frac{ql^3}{6EI} \qquad (1-69)$$

2. 枪管的弯曲刚度

为了说明枪管在初始扰动作用下的振动运动，需要引入枪管弯曲刚度的概念。设 m 为单位长度枪管的质量，则在计算点 z 坐标处的集中质量为 mz，以 g 表示重力加速度，则该处的重力为 mgz。枪管的静力弯曲变形(即 y)是在惯性元件(集中质量)所产生的惯性力(此处为重力)作用下引起的；而其弹性元件(无质量而具有弹性的杆)此时也产生相应的弹性恢复力 F_t，该力总是力图将弹性体拉回到原始未变形状态，其作用方向与变形 y 反向。若设 k 表示弹性元件的刚度(它是弹性元件产生单位变形所需的力)，则 y、F_t 与 k 的关系为

$$F_t = -ky \qquad (1-70)$$

又因为计算点重力 $F=qz=-F_t$，则由式(1－66)得坐标 z 处的弯曲刚度计算式为

$$k = \frac{F}{y} = \frac{24EI}{z^3 - 4lz^2 + 6l^2z} \qquad (1-71)$$

由式(1－68)得枪口处的弯曲刚度计算式为

$$k = \frac{ql}{y_{max}} = \frac{8EI}{l^3} \qquad (1-72)$$

在式(1－71)与式(1－72)中，EI 称为枪管截面弯曲刚度。由此二式看出，EI 与 k 成正比；k 与坐标的三次方成反比，即随着枪管长度的增加其刚度将会显著下降。

二、枪管动力弯曲与扰动激励

如前所述，射击前枪管在自身重力作用下已发生了静力弯曲变形，枪管作为一种弹性体所产生的弹性恢复力总力图使它恢复到未变形状态，只因二力大小相等方向相反，所以枪管将处于静力平衡状态。

射击过程中，弹头沿已弯曲变形的枪膛内高速运动产生的离心力将破坏枪管在射前的静平衡状态，此力与枪管弹性恢复力一起使枪管朝静弯曲反向运动。与枪管运动到极限位置时其弹性恢复力变向，然后已变向的弹性恢复力与重力一道使枪管回振，直至振幅逐渐减小而停止振动为止。与射击同步发生的膛底火药燃气压力和运动部分阻力等所引起的枪管弯曲力矩，将加速枪管的振动过程。在振动分析中将这些外在激励力或力矩统称为扰动激励。枪管在扰动激励作用下所发生的弹性弯曲称为枪管动力弯曲。

枪口部位枪膛实际轴线的切线与弹头初速向量之间的夹角称为枪口定起角。由枪管动力弯曲所形成的枪口定起角，以 γ_d 表示。

三、枪管的弯曲自由振动

从定性分析枪管振动对射击精度的影响角度，只需知道枪管振动的固有频率和主振型变化规律即可。对此，通过解枪管弯曲自由振动问题就能解决。

若将枪管简化为内表面直径为 $2r_1$，外表面大端直径为 $2R_1$、小端直径为 $2R_0$ 的截顶圆锥

筒，并将大端固定成悬臂梁，如图 1－24 所示。

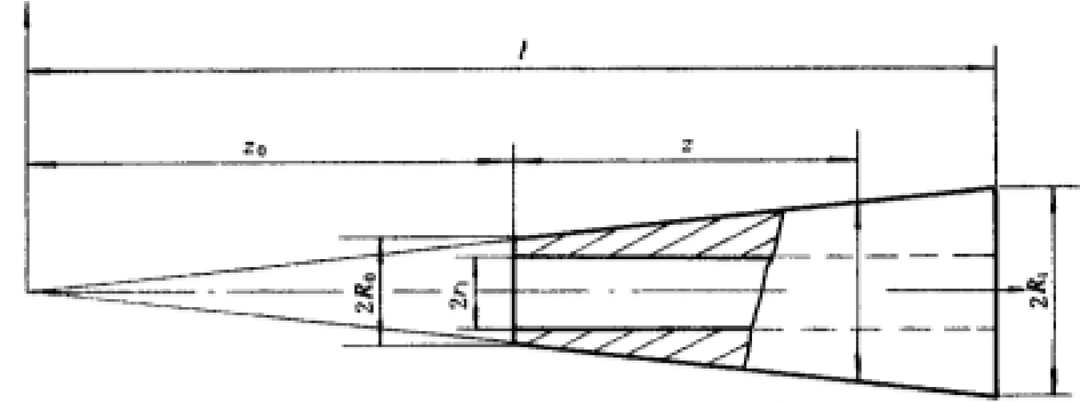


图 1－24　悬臂支撑的截顶圆锥枪管

在图 1－24 支撑条件下，枪管弯曲振动的一般方程为

$$m\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}+\frac{\partial^2}{\partial z^2}\left(EI\frac{\partial^2 y}{\partial z^2}\right)=F(t) \tag{1-73}$$

式中　m——枪管单位长度质量；

t——时间；

$F(t)$——随时间变化的扰动力；

y、、z、E、I——含义同式(1－65)。

当扰动力 $F(t)=0$ 时，方程(1－73)变为枪管弯曲自由振动方程，即

$$m\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}+\frac{\partial^2}{\partial z^2}\left(EI\frac{\partial^2 y}{\partial z^2}\right)=0 \tag{1-74}$$

经推导得到这一支撑状态枪管振动的第一谐振频率公式

$$\omega_1=(0.8100\sqrt{R_1^2+r_1^2}-0.5302\sqrt{R_0^2+r_1^2})\frac{2\pi C_z}{l^2} \tag{1-75}$$

和第二谐振频率公式

$$\omega_2=(1.3823\sqrt{R_1^2+r_1^2}+0.3711\sqrt{R_0^2+r_1^2})\frac{2\pi C_z}{l^2} \tag{1-76}$$

式(1－75)与(1－76)中，C_z 为弯曲振动传播速度，其值 $C_z=\sqrt{\frac{E}{\rho}}$，这里 E、ρ 分别为材料弹性模量和密度。此二式可较好地给出枪管弯曲振动固有频率。

枪管悬臂支撑状态下的前三阶主振型变化规律如图 1－25 所示。

图 1－25　枪管悬臂支撑时的主振型

1.4.2　枪管振动对射击精度的影响

从对武器射击精度的影响程度而言，起主导作用的是枪管弯曲振动。在枪管弯曲振动过程中影响弹头初速向量(即射击精度)的因素主要有枪口定起角、枪口轴线横向速度和弹头在膛内运动速度。

一、枪口定起角对射击精度的影响

射击过程中，由于枪管振动使枪口定起角不断发生变化。设某瞬时的枪口定起角总量为 γ，则 γ 与各分量有如下关系：

$$\gamma=\pm r_z-\gamma_q-\gamma_d+\gamma_\varphi\pm\gamma_T \tag{1-77}$$

式中，γ_z 为制造过程使枪管弯曲形成的枪口定起角；γ_q 是枪管静力弯曲形成的枪口定起角；γ_d 是由枪管动力弯曲形成的枪口定起角；γ_φ 是由枪架起落部分弹性变形形成的转角；γ_T 是当枪管有壁厚差时，因厚薄壁受热变形不均匀使枪管弯曲而形成。

γ_z 与 γ_q 为固定枪口定起角，通过修正瞄准线能减小其对射击精度的影响，但不能消除，因枪管初始弯曲度还影响枪管的振幅。

γ_d、γ_φ 与 γ_T 为变动枪口定起角。其中 γ_d 取决于枪管初始弯曲度（主要是枪管刚度）及动力偶；γ_φ 取决于起落部分刚度，对无枪架武器此项不存在；γ_T 取决于枪管制造质量和射击时枪管温升。

因射击过程中 γ 在不断变化，从而使弹头初速向量不断变化，这影响弹头运动轨迹即射击精度（参看图 1－26）。

二、枪口横向速度对射击精度的影响

枪口角度与枪口横向速度对弹头初速向量的影响情况可用图 1－26 加以说明。

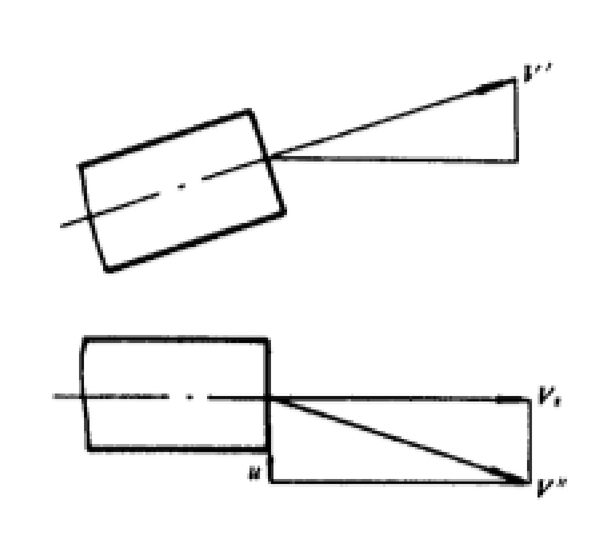


图 1－26　枪口角度与横向速度对精度的影响

枪口定起角达最大值时，枪口横向速度为零；枪口定起角在静平衡位置时，枪口横向速度最大。图中 V' 是前一情况的弹头初速向量偏离静平衡位置示意图，V'' 是后一情况示意图。由此看出：弹头初速向量是弹头沿枪膛轴线速度向量与枪口横向速度的矢量和，也说明了枪口角度与横向速度对射击精度的影响。

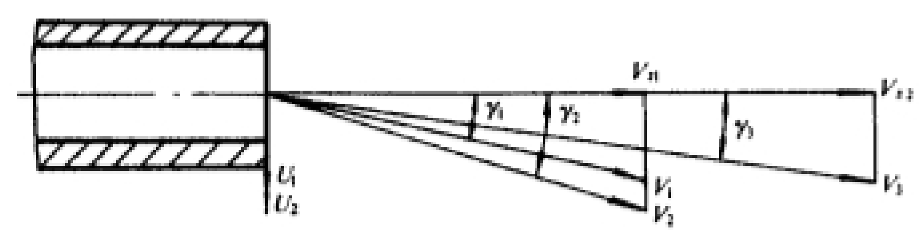


图 1－27　弹头轴线速度变化对精度的影响

三、弹头轴向速度对射击精度的影响

由于装药量等的误差将引起弹头轴向速度变化，这对直枪管不影响弹头初速向量，而对因振动弯曲的枪管则影响弹头初速向量。

当弹头轴线速度一定时（如图 1－27 中的 V_{x1}），若枪口横向速度由 U_1 增加到 U_2，则 U_2 对应的弹头初速向量 V_2 与 V_{x1} 夹角 γ_2 较 U_1 对应的初速向量 V_1 与 V_{x1} 的夹角 γ_1 大，即 $\gamma_2>\gamma_1$。

当枪口横向速度一定时（如图 1－27 中的 U_1），若弹头轴线速度由 V_{x1} 增大到 V_{x2}，则弹头初速向量 V_3 与轴线速度向量的夹角 γ_3 反而小于 γ_1。

1.4.3　减小枪管振动的措施

针对前述影响枪管振动的因素采取相应对策，一般可达到减小枪管振动的目的。这里不准备全面讨论减小枪管振动的各种方法，而只想重点从枪管刚度方面介绍一些减小枪管振动的途径。前已述及，枪管截面刚度 EI、枪管长度 l 及枪管温度都影响枪管刚度 k。但是，枪管长度取决于初速，故只能讨论 EI 和温度。

一、增大枪管截面刚度

枪管截面刚度 EI 由材料弹性模量 E 和枪管截面惯性矩 I 组成。钢材的 E 值基本为定值，热处理、合金化及冷加工等对提高 E 作用不大，温度在－50℃至＋50℃范围内时 E 无多大变

化，但当温度超过 50℃之后 E 值将随温度升高下降。枪管截面为圆环，截面惯性矩 I 与外径 d_2、内径 d_1 的关系为

$$I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(d_2^4 - d_1^4)$$

对给定武器，枪管内径 d_1 一定。因此欲提高 I 值，只能增大外径 d_2。其途径为：

1. 采用后粗前细的截顶圆锥枪管

悬臂支撑的枪管后膛内压高、温升高、弯矩大。该结构可提高枪管刚度又不过分增加质量，对射击精度和武器机动性有利。

2. 采用后粗前细的阶梯回转体枪管

该结构有利于在枪管上安装其它装置，刚度好。

3. 采用有纵向加强筋枪管

这可在质量一定情况下提高枪管刚度。

二、改善枪管耐高温性能

前面在管壁强度设计（本章§1.3）部分介绍了枪管温度对枪管弹性强度极限的影响与提高途径。其中采用高温性能好的材料、引射式轻金属散热器、引射式层间冷却结构等都可改善枪管高温性能，并有利于枪管刚度的提高。

§1.5 枪管内膛疲劳强度分析

射击过程中，枪管内膛表层金属由于受到交变导转侧抗力、交变热应力、高温和腐蚀介质的联合作用，将发生常规疲劳、热疲劳、高温疲劳与蠕变、应力腐蚀与腐蚀疲劳。在经过微裂、宏裂、龟裂、破损的累积损伤过程之后，因破损的内层金属不断流失，结果造成枪管内径扩大、初速下降、导转能力变坏、横弹孔率增加、射弹散布增大，最后导致丧失正常工作性能而寿命告终。枪管内层金属抵抗疲劳破损的能力称为枪管内膛疲劳强度，它决定着枪管寿命。本节介绍内膛破损的疲劳分析、枪管寿命评价指标及提高枪管寿命途径等内容。

1.5.1 枪管内膛破损的疲劳强度分析

一、枪管内膛的受力分析

射击过程中，枪管内膛承受交变火药燃气压力、交变导转侧抗力、交变热应力作用，在坡膛处还承受交变嵌入力作用。

1. 交变火药燃气压力

每发射一发枪弹，管壁即承受一次脉动压力载荷作用。一支枪在其寿命期内要发射上万发枪弹，管壁即承受上万次交变载荷作用。内压值可由内弹道和实测 $p-t$ 与 $p-l$ 曲线求出。

2. 交变的弹头嵌入力

枪弹弹头在嵌入线膛过程中，坡膛膛线要使弹头壳产生塑性变形，并在弹头壳上挤出与膛线形状相应的螺旋槽；与此同时弹头壳也给膛线以相应的压力作用，此压力即弹头壳屈服应力 σ_s 与相应面积的乘积。连续射击即形成交变嵌入力。

3. 交变导转侧抗力

弹头在膛内一面旋转一面前进，膛线的导转侧将受到弹头转动惯量产生的导转侧抗力 N。

和摩擦力 $N_z f$ 作用，如图 1－28 所示。

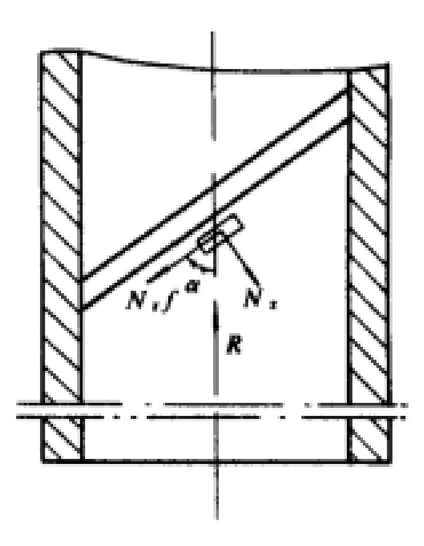


图 1－28　导转侧抗力与摩擦力

对于等齐膛线，导转侧抗力 N_z 可由下式确定

$$N_z = \frac{1}{n}\mu\frac{\pi}{\eta}p_d \cdot S_z \qquad (1-78)$$

式中　n——膛线数；

η——膛线缠度；

p_d——弹底火药燃气压力，近似计算时可用膛内平均压力 p 代替；

S_z——弹头圆柱部横截面积；

μ——弹头质量分布系数，对于枪弹，其值近似为 0.45。

随着射击的不断进行，枪管线膛某处承受的导转侧抗力在零与 N_z 值间交替变化。

当求出 N_z 值之后，$N_z f$ 即可求出，这里 f 为滑动摩擦系数。

4．枪管壁内的热应力

承受交变温度作用的构件，当结构受到约束时，由于自由膨胀和收缩不能自然变化而产生的应力称之为热应力，当弹性结构满足下列条件之一时，即会产生热应力：(a) 结构构件中有温度梯度；(b) 结构构件由两种线膨胀系数不同的材料组成；(c)结构各组成部分间有温差。射击时镀铬枪管满足上述条件，故有热应力产生。由于铬层与枪管底金属钢的线膨胀系数不同，可看作如图 1－29 所示的双层圆筒。

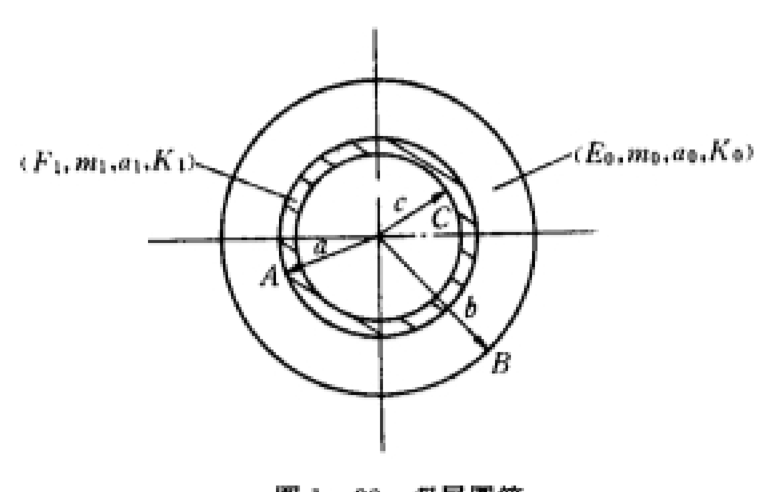


图 1－29　双层圆筒

图中，b 为双层圆筒外层的外半径；c 为双层圆筒内层的内半径；a 为双层圆筒内、外层的界面半径；外层材料以脚标“0”表示，其弹性模量为 E_0、线膨胀系数为 α_0、$m_0=\frac{1}{\nu_0}$（ν_0 为外层材料泊松比）、$K_0=\frac{E_0 m_0 \alpha_0}{m_0-1}$；内层材料以脚标“1”表示，其弹性模量为 E_1、线膨胀系数为 α_1、$m_1=\frac{1}{\nu_1}$（ν_1 为内层材料泊松比）、$K_1=\frac{E_1 m_1 \alpha_1}{m-1}$。

经推导得内层（铬层）热应力为

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_{r1} &= 2c_1 - \frac{K_1}{r^2}\int_c^r r \cdot T_1(r)\mathrm{d}r \\
\sigma_{\theta 1} &= 2c_1 + \frac{K_1}{r^2}\int_c^r r \cdot T_1(r)\mathrm{d}r - K_1 T_1 \\
\sigma_{z1} &= E_1 \cdot e_z - E_1 \cdot \alpha_1 T_1 + \frac{1}{m_1}(4c_1 - K_1 T_1) \\
\tau_{r\theta 1} &= 0
\end{aligned}\right\} \qquad (1-79)$$

外层热应力为

$$
\left.\begin{aligned}
\sigma_{r0} &= 2a_1 + \frac{e_1}{r^2} - \frac{K_1}{r^2}\int_c^a rT_1(r)\mathrm{d}r - \frac{K_0}{r^2}\int_a^r rT_0(r)\mathrm{d}r \\
\sigma_{\theta 0} &= 2a_1 - \frac{e_1}{r^2} + \frac{K_1}{r^2}\int_c^a rT_1(r)\mathrm{d}r + \frac{K_0}{r^2}\int_a^r rT_0(r)\mathrm{d}r - K_0T_0 \\
\sigma_{z0} &= E_0 \cdot e_z - E_0 \cdot \alpha_0 T_0 + \frac{1}{m_0}(4a_1 - K_0T_0) \\
\tau_{r\theta 0} &= 0
\end{aligned}\right\} \qquad (1-80)
$$

式(1—79)与式(1—80)中各符号含义为

$$
\begin{aligned}
a_1 &= \frac{2(R_1+D_1)a^2 - D_0(N_1+1)b^2}{2[M_1a^2+(N_1+1)(a^2-b^2)]} \\
e_1 &= b^2(D_0-2a_1) \\
c_1 &= \frac{R_1+D_1-M_1a_1}{N_1+1} \\
D_0 &= \frac{K_1}{b^2}\int_c^a rT_1(r)\mathrm{d}r + \frac{K_0}{b^2}\int_a^b rT_1(r)\mathrm{d}r \\
M_1 &= \frac{G_1(m_0-1)}{m_0(G_0-G_1)} \\
N_1 &= 1-\frac{4G_0(m_1-1)}{m_1(G_0-G_1)} \\
R &= -2e_z\frac{G_0G_1(m_0-m_1)}{m_0m_1(G_0-G_1)}
\end{aligned}
$$

变温分布函数 $T(r)$ 是枪管内表面增温 T_1、外表面增温 T_2、内半径 c、外半径 b 及任意半径 r 的函数，即

$$
T(r) = T_1\frac{\ln(b/r)}{\ln(\mathrm{b/c})} + T_2\frac{\ln(c/r)}{\ln(c/b)}
$$

在弹性范围内，轴向应变 e_z 与轴向应力 σ_z 的关系为 $\sigma_z = e_zE$，内外层轴向热应力 σ_{z1} 与 σ_{z0} 可用下式确定：

$$
\int_c^a \sigma_{z1}\cdot r\mathrm{d}r + \int_a^b \sigma_{z0}\cdot r\mathrm{d}r = 0
$$

二、枪管内膛破损的疲劳分析

以往关于枪管内膛破损（以前称作枪管寿命）的分析多限于工艺、化学腐蚀和热烧蚀等物理化学方面。这里着重从力学角度分析造成内膛破损的原理。如交变火药燃气压力、交变嵌入力、交变导转侧抗力、交变热应力和高温等因素引起的疲劳与蠕变对内膛强度的影响。

1. 镀铬枪管内膛破损的一般现象

现代枪管为提高内膛强度，多采用内膛镀铬的措施。为便于理解，下面先列出镀铬枪管内膛破损的一般现象，然后再从疲劳的角度进行分析。

某机枪的枪管材料为 30SiMnMoVA，内膛镀铬厚度为 0.16～0.22mm。试验前铬层存在微裂纹，如图 1—30 所示。

试验按下列射击规范进行，即先以 10～15 发点射 250 发，再连射 250 发，然后进行水冷。

经历一个射击循环需时 60s，这时检查发现：从膛线起点开始向枪口方向的 50mm 长度内的铬层出现龟裂，如图 1—31 所示；在 10～22mm 内阳线非导转侧边缘铬层局部脱落，铬层的个别径向裂纹穿透到基体（除铬层外的枪管材料）金属内，阴阳线交界处的裂纹深度达

0.18mm；铬层下基体金属在 0.07～0.1mm 的深度内发生相变，阳线铬层下基体金属有塑性变形迹象。

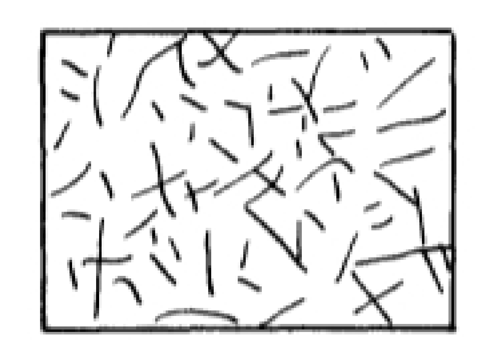


图 1－30 射前铬层微裂纹(放大 500 倍)

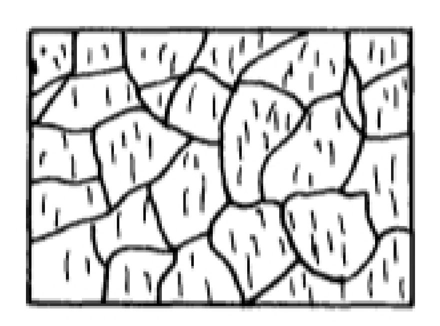


图 1－31 铬层的网状龟裂(放大 500 倍)

枪管经过四个射击循环(射弹 2000 发)后，检查发现：铬层表面龟裂长度增加到 110mm；阳线铬层局部脱落或压陷；阴线上出现局部脱铬的凹坑；进入基体的裂纹深度达 0.45mm；铬层下的相变区深度增大到 0.4～0.45mm；被压陷的铬层嵌入基体内。

表 1－9 列出了该机枪寿命试验中初速下降率为 13.1～51.3%的枪管内膛破损情况。由表中数据看出，各试验枪管的内膛破损情况基本类似，其纵向破损情况如图 1－32 所示，断面破损情况如图 1－33 所示。破损严重区在膛线起点前 10～15 倍口径的长度内，其中最严重区约在 2～5 倍口径的长度内。按金相组织差异分为四个区，即淬火区、不完全淬火区、回火区和原始组织区。

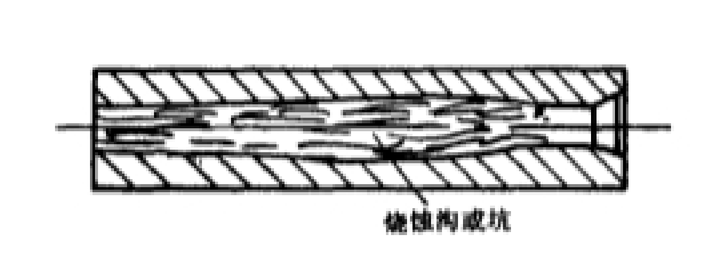


图 1－32 枪管内膛纵向破损情况

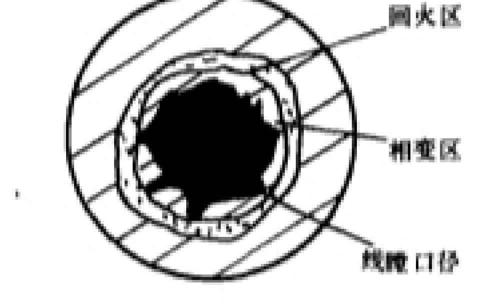


图 1－33 枪管内膛断面破损情况

表 1－9 寿终枪管线膛破损情况

序号	初速下降率/%	局部脱铬区总长/mm	全脱铬区总长/mm	相变区深/mm		回火区深/mm		径向裂纹深/mm		径向裂纹条数	线膛内径/mm
				最大	最小	最大	最小	最大	最小		
1	13 1	51～134 83	77～83 25	2.10	0.81	0.30	0.28	1 60	0.80	8	8 4～9.0
2	24.1	51～136 85	72～109 37	3.35	3.01	2.50	1.80	2.70	0.70	10	9.8～9.9
3	25.3	51～146 95	62～109 47	2.24	1.61	1.50	0.60	2 20	0.80	9	93～9.4
4	41.3	51～144 93	51～134 83	2.20	—	—	—	3.30	—	6	10 3～11.1
5	51.3	51～160 109	51～132 73	3.41	2.04	0.43	0.27	2.90	0.70	9	10.4～11.8

2. 火药气体压力交变引起的疲劳

自动武器每发射一发枪弹，枪管内表面金属(铬层)就承受一次交变应力作用。当膛压上升时，管壁应力为切向拉伸应力；当膛压下降时，由于外层金属的弹性恢复，金属铬层又承受切向压缩应力作用；随着射击的不断进行，铬层将承受拉、压循环应力作用。根据疲劳理论，承载构件在循环应力作用下，将发生裂纹萌生、扩展、直至破损或断裂的过程，这种累积损伤现象称之为疲劳。

枪管的坡膛和线膛部分因为有膛线易产生应力集中，尤其是矩形膛线的阴阳线交界处，这种应力集中现象更为严重。在内膛镀铬过程中，因受到应力集中的影响，阴阳线交界处的铬层质量不高；并且铬层本来就存在微裂纹。当以上有缺陷部分受到拉、压交变循环应力作用时，铬层的微裂纹将会不断扩展为龟裂，并在阴阳线交界处发生铬层先行脱落。由于后膛压力变化大，温度高，并有嵌入力、热应力的影响，所以最先从后膛开始，且较严重。

3. 热应力交变引起的热疲劳

射击过程中枪管内膛不仅受到交变火药燃气压力的作用，同时还受到温度交变的影响。射击时枪管内层温度很高(近 1000℃)，而外层温度因热量来不及传递相对较低，致使铬层的热胀受到约束产生压应力；停射时因枪膛打开，冷空气进入，又使铬层骤然降温，而此时与铬层相邻的底金属因内层热量的扩散相对温度较高，于是在铬钢界面产生拉应力。这种因温度交变、温度梯度和铬钢线膨胀系数不同产生的应力称为热应力。随着射击的不断进行，铬层将承受循环热应力作用，由此而引起的疲劳称为热疲劳。

随着变温 T 的增大热应力亦增大，从而使热疲劳作用加大。单发或连射初期因变温 T 较大，所以热疲劳起主要破坏作用。随着射弹数的增加(指连发)，管壁整体温度将升高，这样变温 T 相对减小，热疲劳的破坏作用也将减弱，而高温疲劳与蠕变的破坏作用将加大。热疲劳对铬层的影响是使其原有的微裂纹不断扩展，直至宏裂、龟裂、穿透而脱落。因后膛变温 T 最大、枪口次之、中膛最小，所以对铬层的破坏作用也以后膛最严重、枪口次之、中腔最小。当然还有嵌入力和交变火药燃气压力的影响。

4. 高温疲劳与蠕变

(1) 射击时枪管内层的温度状况。自动武器枪管在射击过程中，由于高温火药气体的强迫对流放热、化学反应放热及高速运动的弹头与膛面摩擦产生的热量等，这些热量在极短的时间内产生，因其还来不及向外层传递，致使内层 0.01～0.1mm 厚的金属层温度高达 1000℃左右；随着连续射击的进行，膛内不断产生高温，并通过内层逐渐向外层传递，可使枪管壁整体温度约达 700℃左右，如图 1－17 所示。

(2) 蠕变"流变"及其对铬层的影响。所谓高温，对不同材料和不同机械性能指标来说是不同的。图 1－18 列出了高温对中碳钢静载机械性能的影响倾向，对一般金属材料来说，只要工作温度超过其合金母体金属的熔点温度的四分之一，即会出现静机械性能的显著下降；而对蠕变现象，其值约在合金母体金属熔点温度的 0.35～0.7 倍范围内才比较显著。表 1－10 列出常用几种金属材料的熔点温度。

所谓蠕变，就广义讲，它是指固体在温度和外力作用下变形随时间增加的现象。蠕变过程的特征是变形不再与外力呈一一对应关系，还与载荷作用时间和加载速度等有关。蠕变分为静态蠕变、交变应力与交变温度下的蠕变和动态蠕变三种。与枪管强度有关的是后两种。判定工程材料是否发生蠕变的前提条件是蠕变温度，即蠕变现象产生的临界温度。如碳素钢与低合金

钢的蠕变温度为 315～350℃；奥氏体合金钢与铁基高温合金钢的为 540℃；镍基高温合金与钴基高温合金的为 650℃；金属陶瓷的为 980℃等。若金属构件的工作温度低于其蠕变温度就不会发生蠕变。连续射击时枪管温度很容易达到蠕变温度，尤其是底金属，所以分析内膛强度时必须考虑蠕变的影响。

表 1－10　几种金属的熔点概略值

材　料　名　称	熔点/℃	材　料　名　称	熔点/℃
钨	3370	钢	1400
碳化钨	2867	锰	1260
钼	2617	铝青铜	1085
钛	1795	铜	1085
铂	1750	青铜	1040
钒	1710	黄铜	1035
铬	1650	铝合金	660
铁	1540	镁合金	650
钴	1485	锌	420
镍合金	1460	铅合金	320
镍	1450	轴承合金	282
不锈钢	1450	锡	231

下面用蠕变"流变"的概念解释枪管铬层的破损原理。所谓蠕变"流变"是指达到蠕变温度的金属材料在受到外加机械力作用时变形沿被高温软化的金属层"流动"传递的现象。如图 1－34 所示，在连续射击过程中，由于底金属的蠕变温度比铬层低将首先产生蠕变，从而形成外硬内软的状况。在弹头嵌入膛线过程中，由于弹底压力和膛线的联合作用，弹头壳金属将发生塑性变形，以便在弹头壳上刻出与膛线相应的螺旋线，达到前方闭气并使弹头获得规定的初速与转速。对于矩形膛线，弹头壳的变形金属不可能填满阴线沟槽，例如在非导转侧的阴阳线交界处常出现空隙。当弹头经过时，在阳线导转侧将受到导转侧抗力 N_t 的作用，此时即产生蠕变"流变"。这种蠕变"流变"与液态流体相似，能把导转侧抗力向阳线顶面、非导转侧面及阴线底面的铬层硬壳传递，因非导转侧阴阳线交界处无弹头壳金属的支撑，故最先在此处使铬层发生破裂。

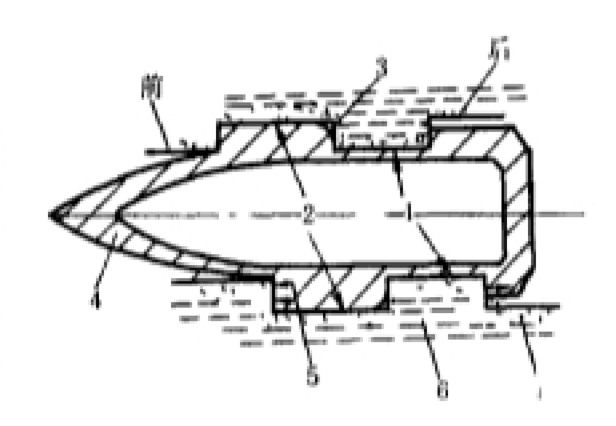


图 1－34　铬层的破损原理

随着射弹数的增加，被高温软化的基体金属层逐渐向更深的管壁处扩展，蠕变"流变"的金属范围将增大，以致会在弹头与线膛接触部分的前后无支撑部位把铬层拱破（相当于受内压作用而无外部支撑的薄脆壳）。也就是说，蠕变"流变"所传递的外加压力可使最薄弱部位的铬层（如镀铬质量不高或无外部支撑的铬层）先行破裂。阳线铬层因底金属的软化、流动在弹头壳变形力的作用下而被压陷或压塌。

另外，象自动武器枪管这样既承受变动温度作用又属间隙加载的情况，还会出现应变瞬时增加的现象，这种情况称之为蠕变瞬变。蠕变瞬变的出现将加速蠕变"流变"对铬层的破坏过程。

(3) 高温疲劳及变动温度对材质的影响。在高温下工作的构件，当其受到交变应力作用时

将发生蠕变损伤和疲劳损伤，这种由蠕变和疲劳同时作用对构件造成损伤的过程称为高温疲劳。

如前所述，枪管内膛在射击过程中，既承受交变温度作用，又承受交变应力作用。所以其破损过程将是由热疲劳、机械力疲劳、蠕变和高温疲劳等综合作用的过程。结果不仅造成铬层的先行破损，而且在铬层破坏之后，暴露在火药气体直接作用下的底金属表面易产生氧化层。当蠕变速度加快时将出现下列现象：(*a*) 氧化层龟裂或剥离，水蒸气和氢气还会引起材料脱碳；(*b*) 氧化层下面的底金属被软化；(*c*) 晶界被火药气体腐蚀；(*d*) 表层材料脆化等。这些现象都是枪管内膛破损实际发生的，有的可用热疲劳与蠕变知识解释，有的需要化学知识。

5. 化学作用与腐蚀疲劳

(1) 火药气体的化学作用。射击时膛内火药气体的主要成分为：CO(43～50%)、CO_2(5～16%)、H_2(18～24%)、N_2(15～16%)、H_2O(12～27%)、CH_4(0.6～0.8%)、O_2(0.5%)等。对于不同类型的火药，这些成分的比例也会不同，并随着膛内温度的变化而改变。在高温情况下，以上这些成分将与膛壁金属发生一系列的复杂化学反应。例如，高温能使铬氧化形成铬的氧化物，铬可与氮反应生成 Cr_2N 与 CrN。由于 CrN 非常硬而脆，最容易受热疲劳和蠕变"流变"的作用发生龟裂与剥落。当铬层脱落之后，暴露在火药气体直接作用下的底金属将随火药类型发生下列化学反应：对于单基药的火药气体，主要发生渗碳型反应，生成低熔点的化合物(如 Fe_3C)，或发生羰(tan)基反应，生成挥发性的气相化合物[$Fe(CO)_5$]；对于双基药的火药气体，主要发生氧化型反应，生成硬而脆、易剥落的氧化亚铁(FeO)薄层。火药气体与钢的上述几种化学反应，均为放热反应，从而增大了对枪管的热作用。另外，在化学反应的同时，还可能出现渗碳、渗氮、或碳氮共渗组织，而这些组织都是硬、脆易受疲劳损伤的。

(2) 应力腐蚀与腐蚀疲劳。应力腐蚀，是指构件在拉应力和腐蚀介质共同作用下产生裂纹、扩展、直至断裂的过程。如上所述，枪管内膛在射击过程中所产生的火药气体就是腐蚀介质，在外载荷作用下有拉应力产生，机械加工与热处理变形也会产生残留拉应力。所以，枪管内膛破损也有应力腐蚀的影响。

腐蚀疲劳，在腐蚀介质环境中承受交变应力作用的构件，将会发生介质腐蚀与疲劳损伤而导致失效，这种破损形式称为腐蚀疲劳。枪管在发射过程满足这些条件，故也会发生腐蚀疲劳。

为了说明应力腐蚀与腐蚀疲劳对枪管内膛的损伤作用，需要知道这两种破损因素的作用特点。

应力腐蚀开裂对材料强度很敏感，低强度钢(如碳素钢等)在大气中没有应力腐蚀开裂问题，但是低合金高强度钢在同样的环境中，在相当低的应力水平下就会产生应力腐蚀开裂。对低强度钢影响应力腐蚀裂纹扩展的主要是介质腐蚀，而对高强度钢则主要是应力幅值，并且是拉应力幅值。枪管材料是合金钢，故控制拉应力幅值即能抑制应力腐蚀损伤程度。应力腐蚀开裂存在临界应力强度因子 $K_{\mathrm{I}scc}$，当工作应力强度因子 $K_{\mathrm{I}} < K_{\mathrm{I}scc}$ 时，就不会发生应力腐蚀开裂。

只有交变应力作用的构件疲劳称为常规疲劳。这种疲劳也存在裂纹不扩展的界限，即材料疲劳极限。

但是，腐蚀疲劳没有裂纹不扩展的界限，只要有腐蚀介质和交变应力作用，都会出现腐蚀疲劳损伤或断裂，并且不受材料限制。所以，腐蚀疲劳较前述的诸种疲劳对枪管内膛强度的影响作用更大。介质腐蚀和交变应力幅值是影响腐蚀疲劳强度的两种主要因素，凡影响介质腐蚀

强度和交变应力幅质的因素都对腐蚀疲劳的破坏能力产生影响。

1.5.2 枪管寿命及其评价指标

一、枪管内膛破损特点及枪管寿命概念

对镀铬枪管而言，内膛破损过程首先从铬层开始。由于膛线起点处有弹头嵌入力(即弹头壳变形对膛线的作用力)，并且此处内压高、温度高、温差大，故内膛铬层的破损先由此处开始。随着射弹数的不断增加，铬层经受的应力循环次数也增加，在前述各种疲劳联合作用下，铬层将由原有的微裂不断扩展，经宏裂、龟裂而脱落；与此同时，由于管壁温度的不断升高，底金属软化层在不断加深加长，从而在蠕变"流变"作用不断增强的情况下，使铬层经历着非导转侧阴阳线交界处破裂、阴线面破裂和阳线面被压塌、压陷等阶段。随着铬保护层的破裂，暴露在火药气体直接作用下的基体金属会因冷热交替变化和化学作用而在表面形成淬火层和氧化层，这些脆化层将重复铬层那样的破损过程；暴露的晶界会受到火药气体的腐蚀，不断的应力－应变变化会产生材料加工硬化，这硬化层也重复铬层那样的破损过程；裂纹的出现，破损的铬层与底金属、矩形膛线等造成的应力集中作用将加速上述破损过程；后膛的先行破损使弹头导转能力与闭气性变坏，又增加了对内膛的冲击与冲刷等动力作用，也将加速前述破损过程。高压气体在已产生的裂纹中的膨胀使金属产生横向裂纹，介质腐蚀使裂纹钝化，高温使裂纹尖端应力场松弛，再加上前述原因造成的龟裂、脆化、硬化，将使内层金属碎裂而不是裂纹沿其原来方向继续扩展。破碎的金属屑被高速气流冲出枪口，接着又发生前述的破损过程。随着射弹数的增加，枪管内膛的破损程度在逐渐加大；当内膛破损严重到一定程度之后将使弹道性能变坏，如初速下降、横弹孔率增加、散布圆半径增大等，最后因影响武器战斗任务的正常完成而寿命告终。换句话说，枪管寿命是指枪管丧失战术技术要求规定的弹道性能前所发射的枪弹总数。

二、枪管寿命的评价指标

由枪管寿命的定义可知，武器弹道性的恶化程度是衡量枪管是否寿命告终主要指标。目前我国自动武器生产中主要采用如下三个评价指标。

1. 横弹孔率

横弹孔是指 100m 立靶上椭圆弹着孔长轴与短轴之比大于 1.25 的弹着孔。正常枪管射出的弹头飞行稳定，在立靶上的弹着孔为圆形。当内膛破损使弹头飞行的稳定性变坏时，立靶上的弹着孔呈椭圆形。立靶上横弹孔占总弹孔的百分比称为横弹孔率。

由于横弹孔的弹头运动阻力大、飞行稳定性差，不能保证规定的射击精度和落点动能，从而影响杀伤效果和侵彻力，所以把横弹孔率作为评价枪管寿命的一个主要指标。对 7.62mm 以下的小口径枪管，寿终标准是横弹孔率在 20%以上；对大于 12.7mm 的大口径枪管，寿终标准是横弹孔率在 50%以上。

造成横弹孔率增加的原因主要是：(*a*) 后膛破损使弹头嵌入不正；(*b*) 中膛内径扩大，影响弹头导转能力；(*c*)枪口部口径变大，使弹头章动角加大等。

2. 散布圆半径 R_{50}

R_{50}是衡量自动武器射弹散布精度的一种指标，它是 100m 立靶上包含总弹着孔的 50%所作圆的半径。若包含全部弹着孔作圆，则其半径称为 R_{100}。对于冲锋枪和各种步枪的枪管，寿终 R_{50}为初始 R_{50}的 2 倍；对于各种机枪的枪管，寿终 R_{50}为初始值的 2.5 倍；对于手枪，一般与军代表商定 25m 立靶上的 R_{50}或 R_{100}不超过某一数值。

造成散布圆半径增大的原因与影响横弹率的原因基本相同。此外，由于后膛破损使膛线起点前移、嵌入不正、冲击、弹头速度变化等影响枪管振动，也影响弹头飞行稳定性及散布精度。

3. 初速下降率

通常以初速降低的相对百分比$\frac{\Delta V_0}{V_0}\times 100\%$作为评价寿终的判据。轻武器规定寿终标准在5～20%的范围内。小口径取较小值，大口径取较大值。

造成初速下降的原因主要是由于后膛破损使弹膛初始容积W_0加大，装填密度Δ减小，最大膛压p_m降低，再加上内膛闭气性变坏使火药燃气前逸等。

生产工厂的寿命试验表明，不同类型武器的枪管，其丧失弹道性能的特点不同，前述三个指标达到寿终的先后顺序也不一样。为此对具体武器应针对其特点选择寿终评价标准。例如目前生产厂中，对手枪、步枪和冲锋枪，主要采用散布圆半径增长量R_{50}作为寿终标准；对各种口径的机枪枪管，则采用横弹孔率和散布圆半径R_{50}作寿终标准，而把初速下降率只作为辅助标准。具体确定标准时，要兼顾战术要求和生产技术水平来定。

1.5.3 提高枪管寿命的措施与途径

如前所述，枪管内膛强度决定枪管寿命，凡影响枪管内膛强度的因素都对枪管寿命产生影响。从力学角度来讲，影响枪管寿命的因素有载荷幅值、温差、温升和腐蚀介质等。从武器系统方面来讲，影响枪管寿命的因素有发射药（主要是爆温和成分）、枪弹（弹头壳硬度等）、枪管（结构、材质、工艺等）。一般来说，针对影响枪管寿命的诸种因素采取相应对策可以达到提高枪管寿命的目的。下面就提高枪管寿命已采取的措施和可以采取的途径分别加以讨论。

一、提高枪管寿命已采取的措施

1. 发射药缓蚀添加剂

高温是影响枪管寿命主要因素，在发射药中添加缓蚀剂可降低膛内温度。目前使用的添加剂有滑石粉、二氧化钛、聚氨酯泡沫塑料等。如14.5mm枪管在发药中采用地腊、石腊、滑石粉添加剂后，寿命由3000～4000发提高到6000～8000发。

2. 改进结构设计

（1）采用耐高温材料做衬管。如59式12.7mm坦克机枪在枪管后膛压入152mm长的$25Cr_2M_oVA$热强钢衬管后，寿命提高$\frac{1}{3}$倍。

（2）延长坡膛长度减小嵌入力。

（3）改进线膛的膛线结构减小应力集中。

3. 采用热强性材料

如14.5mm枪管采用27MnMoVA钢后，枪管寿命比用802钢时提高2000发。7.62mm重机枪采用$28Cr_2MoVA$钢比802钢的枪管寿命提高4500～6000发。

4. 改进热处理

如7.62mm轻重机枪对$28Cr_2MoVA$枪管材料采取复合热处理工艺（毛坯时处理：预备处理、中间处理、复合处理和回火处理）使管壁形成层状复合组织；应用感应加热技术在内膛后段形成索氏体层；增加镀铬厚度。从而使枪管寿命提高一倍以上。

5. 提高镀铬质量

针对铬层与底金属结合强度弱、有微裂纹的缺点，有关工厂曾采取过如下措施：

(1) 双层镀铬。先在内膛表面镀一层质密而软、裂纹少而浅的乳白铬，再镀一层质粗而硬的硬铬，可提高枪管寿命，如 14.5mm 枪管提高 1000 发左右。

(2) 换向镀铬。换向镀铬的铬层网状裂纹和穿透裂纹很少，韧性好、硬度高、耐磨性好，寿命比单向镀铬提高近一倍。

(3) 适当增加铬层厚度可提高枪管寿命。

6. 三合一综合措施

某 7.62mm 通用机枪管采用矩形倒 R 膛线、将镀铬接头由坡膛后移、复合热处理等三合一的工艺措施后大大提高了枪管寿命。

二、提高枪管寿命可采取的途径

为了进一步提高枪管使用寿命，除前面采用的工艺措施之外，在枪管结构与强度设计方面还可采取如下技术途径。

1. 合理的强度设计准则

自动武器枪管在射击过程中承受着交变载荷、交变温度、高温和腐蚀介质作用，其合理的强度设计准则应当是：先按高温静强度确定管壁尺寸，而后按热疲劳、蠕变、高温疲劳与腐蚀疲劳强度校核枪管内膛强度；若不具备疲劳设计的数据和知识，也应按前述分析方法采取相应提高措施。

2. 尽量提高应力计算的精确性

应力计算的精确性、材料参数的准确测定和强度判据的正确选用，这三者是提高构件强度设计质量的重要环节。以往在枪管的强度设计中，只考虑内压引起的应力作管壁常温静强度设计，而没有考虑弹头嵌入力(弹头壳变形力)、导转侧抗力、热应力、高温和腐蚀介质对枪管内膛的破坏作用，也没有考虑膛线引起的应力集中使局部应力增大对枪管内膛破损的影响，致使枪管寿命不能满足要求。为了提高枪管寿命，必须在枪管强度设计中综合考虑这些因素，并精确计算出温度、应力及其分布，最后再配以合适的材料参数，选用合理的强度设计准则来进行管壁内膛强度(即枪管寿命)的正确设计。

3. 合理的结构设计

在保证构件完成规定运动的前提下，尽量减小应力集中和应变集中，使设计的构件能充分发挥材料的承载能力，这种构件称之为合理的结构。对自动武器枪管而言，合理的内膛结构设计，包括：

(1) 减小应力集中，改善弹头壳变形条件。枪管内膛结构设计主要是弹膛、坡膛和线膛三部分。弹膛(指与弹壳配合部分)结构不影响枪管内膛强度，而坡膛与线膛却与枪管寿命密切相关。就线膛结构而言，目前广泛采用的矩形膛线，由于各相邻界面的交角近似直角，最容易在这些几何突变处发生应力集中或应变集中，并使弹头壳金属变形困难，不易充满阴线沟槽，以致造成阴阳线交界处和非导转侧根部铬层的早期破损。若采用多弧形、多边弧形膛线，则可大大减小应力或应变集中，并可改善弹头壳金属的变形条件，从而达到提高枪管寿命的目的。

实践证明，将矩形膛线的挤丝冲子在有棱角处倒 R，则所形成的矩形倒 R 膛线可较好地提高枪管寿命。

(2) 减小嵌入力改善膛线起点处的受力条件。枪管内膛破损最先从膛线起点处开始，除了该处膛压和温度高的因素之外，弹头嵌入力的大小起着很大的作用。对于长时间连续射击的自动武器，应设法减小嵌入力，以提高枪管寿命。增加坡膛第二锥体并适当延长其长度，采用渐速

膛线，适当减小弹头壳硬度等可减小嵌入力。

(3) 采用散热结构降低枪管温升。采用本章§1.3节介绍的引射式轻金属散热器、引射式层间冷却结构等措施，可降低枪管温升，达到提高枪管寿命的目的。

4. 合理地选择材料

针对枪管工作时承受交变载荷、交变温度、高温和有腐蚀介质作用这一特点，从抗疲劳、抗蠕变、抗腐蚀的角度综合考虑来选择性能适宜的材料，才能达到提高枪管寿命的目的。为了减少交变温度对枪管内膛强度造成的损伤，最好采用一种材料来制造枪管，因为这样可以减小热应力的产生条件。

第二章　闭锁机构与加速机构设计

§2.1　闭锁机构类型及设计要求

一、闭锁机构的作用

为了保证自动武器可靠地发射弹头、并使其获得规定的初速，应当在推弹进膛之后关闭弹膛、并顶住弹壳，以防止弹壳在高膛压时因后移量过大而发生横断和火药气体的早期向后逸出；在弹头出枪口之后能及时打开枪膛，以便完成后续的自动循环动作。简而言之，闭锁机构的作用是：关闭弹膛；顶住弹壳，并承受弹壳底平面对枪机的轴向作用力（以下简称壳机力）的作用；开启枪膛。

二、闭锁机构的类型

按照闭锁后枪管与枪机的联接性质，可把闭锁机构分为两大类：

1．惯性闭锁

闭锁时枪管与枪机没有扣合，或虽然有扣合但在壳机力作用下能自行开锁的闭锁方式称之为惯性闭锁。其中，单纯靠枪机质量的惯性确保闭锁可靠性的闭锁机构，叫做自由枪机闭锁机构；通过增大传速比或降低传动效率以提高枪机转化质量，从而保证惯性闭锁可靠性的闭锁机构，叫做半自由枪机闭锁机构。

2．刚性闭锁

闭锁时枪管与枪机有牢固的扣合，射击时壳机力不能直接使枪机开锁，必须在主动件（枪机框或枪机体）强制作用下才能开锁的闭锁方式称为刚性闭锁。由于这类闭锁机构工作可靠，可以根据武器的设计要求安排结构尺寸与质量，所以被广泛采用。

惯性闭锁机构用在枪机后坐式武器中。刚性闭锁机构用在管退式和导气式武器中。

三、刚性闭锁机构的组成

刚性闭锁机构应有以下各作用部分：闭锁工作面、开锁工作面与闭锁支撑面；而机构的组成包括枪机（或机头）、枪机框（或机体）、机匣（或节套）与枪管等零件的有关部分。

四、闭锁机构的设计要求

闭锁机构是自动武器的主要工作机构，它的设计质量直接关系射手的安全和自动循环动作的可靠完成，为此对其提出如下设计要求：

1．工作可靠性

(1) 闭锁机构各组成部分应有足够的静强度和疲劳强度，以保证在壳机力作用下只产生弹性变形而不发生塑性变形和断裂破损，在循环载荷作用下结构的疲劳强度能满足规定的全枪寿命要求。

(2) 闭锁机构各承载部分应有足够的刚度，以保证在壳机力作用下所产生的弹性变形量（弹性间隙）不大，因为闭锁机构弹性间隙过大时将会引起抽壳困难和弹壳横断故障。

(3) 闭锁机构各运动部分应有足够的耐磨性，因为壳膛定位面、枪机弹底窝镜面、枪机与机匣闭锁支撑面及枪管与机匣活动连接部分在运动中会发生磨损，结果使弹底间隙增大而造成弹壳横断故障。为了保证闭锁机构的工作可靠，应当在设计时采取必要措施(如提高表面硬度等)，以便减小因磨损所形成的弹底间隙增量(即磨损间隙)。

(4) 闭锁机构动作应灵活、安全可靠。为保证特种条件下(风砂、泥水、高温等)可靠闭锁，要求设计闭锁机构时留出一定原始弹底间隙(制造间隙)；为使闭锁机构运动灵活，要求设计时采取减小楔紧的措施；为了保证闭锁动作确实可靠，要求惯性闭锁机构在高膛压时弹壳的后移量不大、刚性闭锁机构不应在壳机力作用下自行开锁和不应发生因枪机复进到位撞击反跳而过早开锁的现象。另外，闭锁机构应与击发发射机构相配合，实现不闭锁不能击发或漏装零件不能击发。

2. 射击准确性

(1) 闭锁支撑面与枪膛轴线的对称性、活动机件质心和复进簧力作用线与枪膛轴线的重合性等都影响武器的射击稳定性和精度。设计闭锁机构时，应尽量使闭锁支撑面轴对称布置，活动机件质心和复进簧力作用线尽量与枪膛轴线重合，以减小动力偶引起的振动，从而提高射击精度。

(2) 尽量减小活动机件对机匣等的撞击，尤其应减小或避免发生不对心撞击，以提高武器射击精度。

3. 机动性

闭锁机构应尽量设计得体积小、质量轻。

4. 勤务性

闭锁机构应尽量结构简单，擦拭方便。

5. 经济性

闭锁机构应尽量工艺简单，材料价廉。

§2.2 闭锁间隙与壳机力计算

闭锁间隙的有关概念及其分析计算是对闭锁方式选择、评价及闭锁机构设计的重要依据，壳机力计算与闭锁间隙密切相关。

2.2.1 闭锁间隙

一、闭锁间隙的概念

自动武器为了使开、闭锁动作灵活，能够在风砂、泥水和高温等特种条件下可靠闭锁，应当使新出厂的武器在推弹进膛并完全闭锁之后，在壳膛定位面、弹壳底平面与弹底窝镜面、枪机与机匣闭锁支撑面等中的某一配合部位存在轴向间隙；为了确保武器在其寿命期内不发生断壳故障，又应限制因运动面磨损和承载部分弹性变形所产生的上述轴向间隙的增量。为了讨论问题方便，需要先给出这些间隙的定义及各间隙与闭锁间隙的关系。

1. 弹底间隙

在推弹进膛和闭锁过程中，由于枪弹与闭锁机构各相关构件间存在着撞击与反跳，轴向间隙可能出现在不同部位。为了研究问题方便，假设枪弹与弹膛定位面贴合，枪机与机匣闭锁支

撑面贴合，此时在弹壳底平面与枪机(或机头)弹底窝镜面之间所形成的轴向间隙称之为弹底间隙。

2. 制造间隙 Δ_z

新枪出厂时的弹底间隙称之为制造间隙，或称之为初始间隙，以 Δ_z 表示。

3. 磨损间隙 Δ_m

随着射击的不断进行，由于弹膛定位面、弹底窝镜面及枪机(或机头)与机匣闭锁支撑面等的运动磨损所形成的弹底间隙增加量称之为磨损间隙，以 Δ_m 表示。

4. 弹性间隙 Δ_t

射击过程中，从击发至开锁期间，闭锁机构在壳机力作用下，各承载部分所产生的弹性变形量称之为弹性间隙，以 Δ_t 表示。

5. 闭锁间隙 Δ

射击过程中，在最大膛压 p_m 瞬间使弹壳产生最大伸长量的轴向间隙称为闭锁间隙，以 Δ 表示，其值为

$$\Delta = \Delta_z + \Delta_m + \Delta_t \tag{2-1}$$

由以上分析可以看出，闭锁间隙是保证闭锁机构工作可靠性的重要参量。当 Δ 值大时，射击过程中弹壳的轴向伸长量就大，弹壳壁内的轴向应力也大。设 Δ_{jx}表示弹壳在其壁内应力 σ_x 等于材料强度极限 σ_b 时的极限伸长量，则当 $\Delta > \Delta_{jx}$时，弹壳将发生横断；反之，弹壳不会发生横断。但是，Δ 的最小值(即 Δ_z)应保证开、闭锁动作灵活。

为了确定弹壳不横断的条件，需要知道弹壳的极限伸长量 Δ_{jx}。要求 Δ_{jx}值，应当分析弹壳在内压作用下的轴向变形和轴向应力。但是，弹壳承受内压时不仅发生轴向变形，而且同时还发生切向变形和径向变形。切向变形使弹壳与弹膛贴合，并在壳膛之间产生压力 p_1。当弹壳发生轴向变形或产生轴向移动时，由于 p_1 的作用，将在壳膛之间产生轴向摩擦阻力 F_{r1}。为此，下面先讨论壳膛压力的计算方法。

二、弹壳切向变形与壳膛压力

在内压作用期间，弹壳壁内将产生径向应力、切向应力和轴向应力，同时发生径向变形、切向变形和轴向变形。并且这些应力与变形是互有影响的。为了分析问题方便，认为弹壳的切向应力－应变关系符合单一曲线假设，并不计温度的影响。

按弹壳的受力与变形规律，p_1 计算分贴膛前、从贴膛至最大膛压、膛压下降三个阶段。下面分段建立计算 p_1 的公式。

1. 简单加载与单一曲线假设[2]

枪弹的弹壳由软钢或黄铜冷冲压而成，属薄壁壳体。在内压作用期间，弹壳壁内的应力－应变关系为复杂应力状态，并发生弹塑性变形。为了建立壳膛压力 p_1 和壳机作用力 F 的计算公式，需要应用塑性理论的基本原理：简单加载与单一曲线假设。

简单加载定理：① 外载荷按比例增加，没有中途卸载过程；② 体积不可压缩，即波松比 $\nu = \frac{1}{2}$；③ 材料的应力－应变关系为幂强化规律；④ 属小弹塑性变形，即弹性变形与塑性变形属同一数量级。

单一曲线假设：实验结果表明，只要在简单加载或偏离简单加载不大的情况下，复杂应力状态的任一应力－应变曲线，都可近似地用单向拉伸曲线表示。

2. 弹壳贴膛前的计算

由承受内压的圆筒壳理论[6]知，内压 p、内半径 r、壁厚 h 和切向应力 σ_t 有如下关系

$$p = \frac{h}{r}\sigma_t \tag{2-2}$$

应用单一曲线假设，式(2－2)中的切向应力 σ_t 可用图 2－1 所示的壳膛应力－应变关系确定。

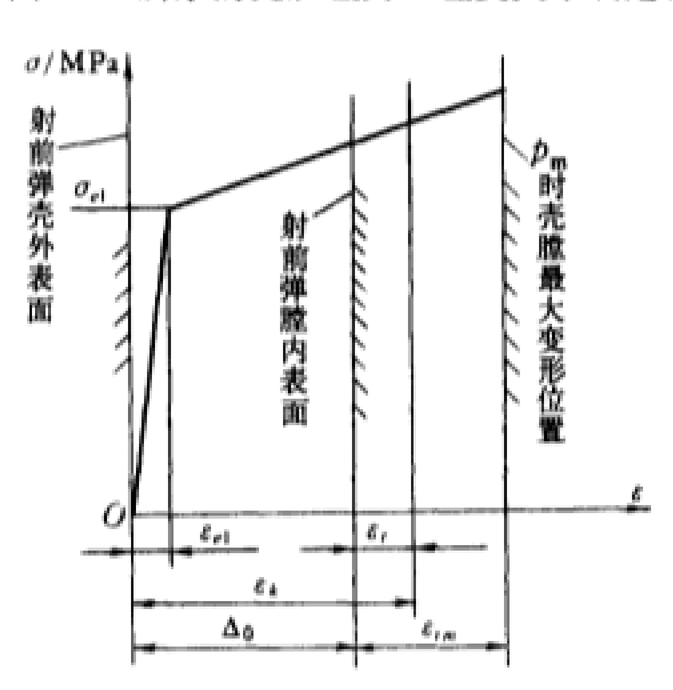


图 2－1　弹壳与弹膛的应力－应变关系

图中，σ_{e1}、ε_{e1} 分别为射前弹壳的弹性极限与相应弹性应变；Δ_0 为射前弹壳外表面与弹膛内表面之间的相对初始间隙；ε_k 与 ε_t 分别表示弹壳切向应变与弹膛切向应变；ε 为某瞬时弹壳的塑性应变，若用指数强化规律，则 σ_t 为

$$\sigma_t = \sigma_{e1} + A\varepsilon^b \tag{2-3}$$

式中，A、b 为材料强化系数与强化指数，其值可由实验确定。考虑到弹壳在冲压成形过程中已发生了强烈的强化，从而使射击过程弹壳的强化程度变缓的实际情况。为简化计算，取最大膛压 p_m 之前的弹壳应力－应变关系为线性强化规律。设 σ_{k2} 与 ε_{k2} 为最大膛压 p_m 时弹壳壁内的应力与应变，则有

$$\sigma_{k2} = \sigma_{e1} + (\varepsilon_{k2} - \varepsilon_{e1})D \tag{2-4}$$

式中，D 为材料强化模量，其定义式为

$$D = \frac{\sigma_{k2} - \sigma_{e1}}{\varepsilon_{k2} - \varepsilon_{e1}} = A\varepsilon_m^{b-1} \tag{2-5}$$

式中，ε_m 为 $p = p_m$ 时弹壳总塑性应变量。若设 ε_{tm} 为壳膛协同变形的应变量，则有

$$\varepsilon_m = \varepsilon_{k2} - \varepsilon_{e1} = \Delta_0 + \varepsilon_{tm} - \varepsilon_{e1} \tag{2-6}$$

由承受内压的厚壁圆筒理论（见第一章 § 1.3 管壁应力－应变），某瞬时弹膛切向应变 ε_t 为

$$\varepsilon_t = \frac{2}{3E_2} p_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \tag{2-7}$$

令

$$B = \frac{2}{3E_2}\frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \tag{2-8}$$

得

$$\varepsilon_t = Bp_1 \tag{2-9}$$

式(2－7)与(2－8)中，r_1、r_2、E_2 分别为弹膛内、外半径和材料弹性模量。

当内压 $p = p_m$ 时，壳膛间压力 p_1 与壳膛协同应变 ε_t 均达到最大值 p_{1m} 与 ε_{tm}，其值为

$$\varepsilon_{tm} = Bp_{1m} \tag{2-10}$$

综上所述，得到射击过程中某瞬时弹壳切向应力－应变计算式

$$\sigma_k = \sigma_{e1} + (\varepsilon_k - \varepsilon_{e1})D \tag{2-11}$$

$$\varepsilon_k = \Delta_0 + \varepsilon_t \tag{2-12}$$

贴膛时的内压 p_0、切向应力 σ_{k0}、切向应变 ε_{k0} 分别为

$$
\left.\begin{aligned}
p_0 &= \frac{h}{r}\sigma_{k0} \\
\sigma_{k0} &= \sigma_{e1} + (\varepsilon_{k0} - \varepsilon_{e1})D \\
\varepsilon_{k0} &= \Delta_0
\end{aligned}\right\} \tag{2-13}
$$

3. p_0 至 p_m 段的 p_1 计算

当膛压达 p_0 时，壳膛贴合；$p>p_0$ 后壳膛协同变形，并在壳膛之间产生压力 p_1。当弹壳某微段因受轴向力作用发生轴向变形时，由 p_1 将在壳膛之间引起摩擦阻力 F_{z1}'。若取单位长度的弹壳来研究，则弹壳内压 p、外压(即壳膛压力)p_1、壳膛表面摩擦阻力 F_{z1}'、弹壳壁内应力 σ_k、弹壳尺寸如图 2－2 所示。

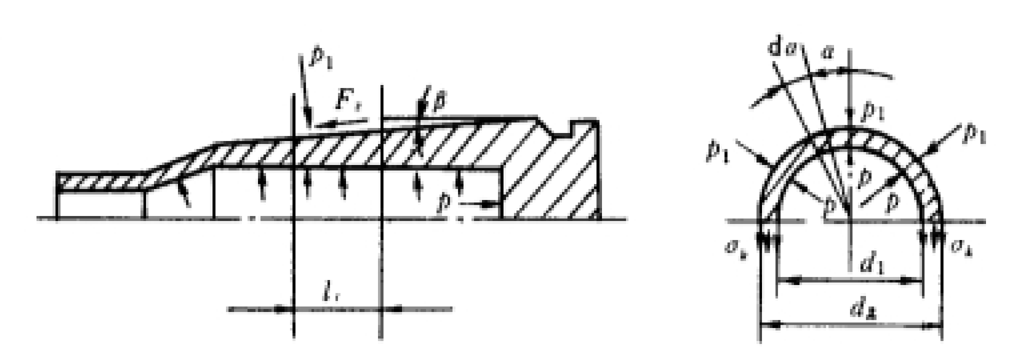


图 2－2　单位长度弹壳的 p、p_1 与 σ_k 关系

将图中各力在图示垂直方向投影，得

$$
\int_{-\pi/2}^{\pi/2} p_1(d_2/2)\cos\beta\cos\alpha d\alpha + F_{z1}'\sin\beta + 2h\sigma_k
= \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p(d_1/z)\cos\alpha d\alpha
$$

积分并略去 $F_{z1}'\sin\beta$ 项，得

$$
p_1 d_2 \cos\beta + 2h\sigma_k = p d_1 \tag{2-14}
$$

联解式(2－9)、(2－11)、(2－12)、(2－14)，得

$$
p_1 = \frac{pd_1 - 2h[\sigma_{e1} + (\Delta_0 - \varepsilon_{e1})D]}{d_2\cos\beta + 2hBD} \tag{2-15}
$$

将式(2－13)代入式(2－15)，并注意 $r=\dfrac{d_1}{2}$，得

$$
p_1 = \frac{d_1(p - p_0)}{d_2\cos\beta + 2hBD} \tag{2-16}
$$

由式(2－16)可以看出：当 $p=p_0$ 时，$p_1=0$，这说明 p_0 是计算 p_1 的起始膛压；当 $p=p_m$ 时，$p_1=p_{1m}$。

令式(2－16)中 $p=p_m$，则得 p_{1m}表达式

$$
p_{1m} = \frac{d_1(p_m - p_0)}{d_2\cos\beta + 2hBD} \tag{2-16'}
$$

将式(2－16′)与式(2－5)、(2－6)、(2－10)联解，可解出 p_{1m}与 D 值。将所得 D 值及相应结构参数代入式(2－16)，即可解出任意 p 对应的 p_1 值。

4. 膛压下降段的 p_1 计算

前已述及，当 $p=p_m$ 时，$p_1=p_{1m}$、$\varepsilon_t=\varepsilon_{tm}$均为最大值。此后，随着膛压 p 的下降，弹膛与弹壳开始弹性恢复。依照弹壳与弹膛材料弹性模量 E_1 与 E_2 值的差异程度，当膛压等于大气压力时，最终可能出现正间隙，亦可能出现负间隙(即过盈)。目前，自动武器所用的弹壳有钢弹壳和铜弹壳两种，这两种弹壳在膛压下降阶段壳膛间的应力－应变关系如图 2－3 所示。

图 2—3(a)所示为钢弹壳在膛压下降阶段与弹膛的应力—应变关系。在第一章§1.4中曾讲到钢材的弹性模量都差别不大，可近似认为弹壳弹性模量 E_1 与弹膛弹性模量 E_2 相等，即 $E_1=E_2$；并且，最大膛压时弹膛壁内的最大应力（$E_2\varepsilon_{1m}=BE_2p_{1m}$）比相应的弹壳壁内最大应力($\sigma_{k2}=\sigma_{k0}+BDp_{1m}$)大，因 $E_2\gg D$；所以，弹壳弹性恢复线$\overline{ff'}$与弹膛弹性恢复线$\overline{AB'}$平行，而不重合。当弹壳壁内应力 $\sigma_k=0$ 时，壳膛间仍有负间隙(即过盈)$\overline{f'B'}$存在。最后由弹膛将弹壳压缩至贴膛初始位置 B'。这种壳膛配合关系，在膛压下降阶段始终有 p_1 存在。

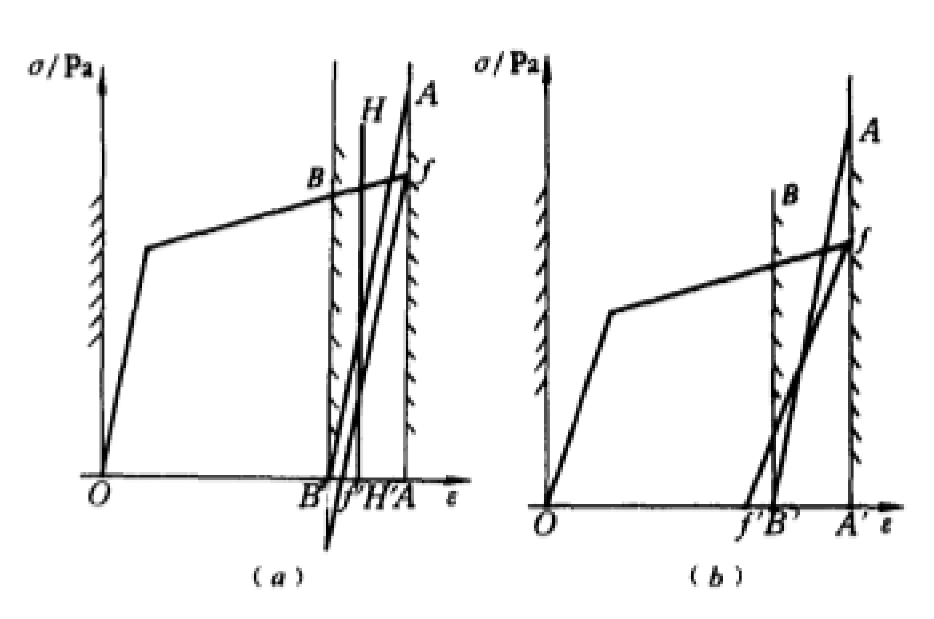


图 2—3　膛压下降阶段壳膛应力—应变关系

(a) 钢弹壳；(b)铜弹壳

图 2—3(a)中，膛压恢复的任意时刻线$\overline{HH'}$对应的弹壳切向应变 ε_k 值为

$$\varepsilon_k=\overline{f'A'}-\overline{B'A'}+\overline{B'H'}$$

式中　$\overline{f'A'}$——弹壳的弹性恢复量，其值$\overline{f'A'}=\sigma_{k2}/E_1$；

$\overline{B'A'}$——弹膛弹性恢复量，其值$\overline{B'A'}=Bp_{1m}$；

$\overline{B'H'}$——弹膛某瞬时应变值，$\overline{B'H'}=Bp_1$。

将上述诸值代入膛压下降段的 ε_k 中，得

$$\varepsilon_k=\sigma_{k2}/E_1-B(p_{1m}-p_1) \tag{2-17}$$

由于膛压下降阶段的弹壳应变变化在弹性范围内，所以弹壳切向应力为

$$\sigma_k=E_1\varepsilon_k=\sigma_{k2}-BE_1(p_{1m}-p_1) \tag{2-18}$$

联解式(2—4)、(2—6)、(2—10)、(2—11)、(2—12)、(2—13)、(2—14)与(2—18)，得

$$p_1=\frac{d_1(p-p_0)+2hBp_{1m}(E_1-D)}{d_2\cos\beta+2hBE_1} \tag{2-19}$$

由式(2—19)可以看出，当 $p=p_0$ 时，$p_1\neq0$，这说明前面的分析是正确的。当弹壳壁内应力 $\sigma_k=0$ 时，有

$$p_1=\frac{pd_1}{d_2\cos\beta} \tag{2-20}$$

当 $\sigma_k<0$ 时，以($-\sigma_k$)代换式(2—14)中的 σ_k，得

$$p_1=\frac{d_1(p-p_0)-2hBp_{1m}(E_1-D)}{d_2\cos\beta-2hBE_1} \tag{2-21}$$

图 2—3(b)所示的铜弹壳，其膛压下降阶段 p_1 的计算方法基本与钢弹壳类似，此处不作详细推导。

三、弹壳的轴向力与轴向变形

1. 击发后弹壳的轴向力分析

击发后，弹壳的受力主要有两个阶段：当内压 p 小于弹头起动压力 p_0 前，弹壳呈封闭的薄

壁容器，此时各部分只承受内压 p 的作用；当 $p\geqslant p_q$ 后，弹头相对弹壳移动并离开弹壳，此时弹壳各部分的受力不再处于平衡状态。图 2－4 为弹壳的结构尺寸与坐标。

(1) 坐标选择。坐标原点在弹壳内腔底面的中心；x 坐标轴沿弹壳轴线，其正向指向弹壳口部；如图 2－4 所示。

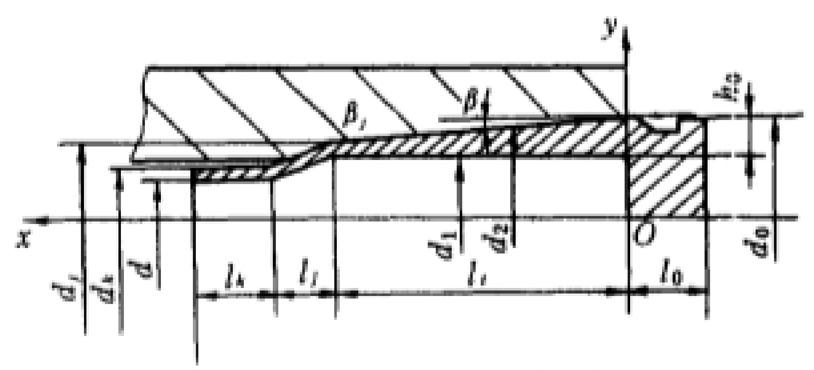


图 2－4 弹壳结构尺寸与坐标

(2) 弹壳结构简化及壳膛配合。弹壳以斜肩与弹膛定位，弹膛尾端与弹壳体部内腔底平面齐平，即均位于坐标原点处。

弹壳体部内径 d_1 及外表面半锥角 β 均为常量，外径 d_2 与壁厚 h 随坐标 x 而变化，其关系为

$$h=(d_0-d_1)/2-x\mathrm{tg}\beta=h_0-x\mathrm{tg}\beta \tag{2-22}$$

$$d_2=d_0-2x\mathrm{tg}\beta \tag{2-23}$$

弹壳口部是内径为 d、外径为 d_k 的圆柱筒。

弹壳肩部：内径小端为 d，大端为 d_1；外径小端为 d_k，大端为 d_j，$d_j=d_0-2l_i\mathrm{tg}\beta$。

(3) 弹壳的各种轴向力。在膛内压力 $p>p_q$ 之后，弹壳各部分所受到的轴向作用力如图 2－5(a)所示。

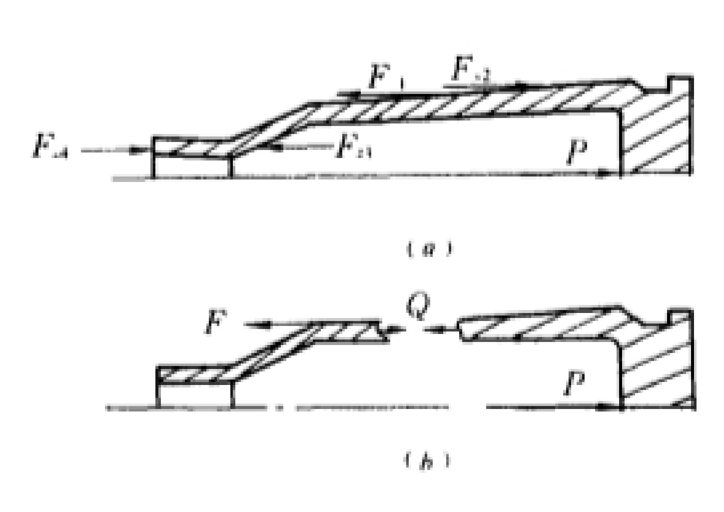


图 2－5 弹壳的轴向作用力与变形力
(a) 弹壳轴向力；(b) 弹壳轴向变形力

为了计算弹壳的极限伸长量，先暂不考虑壳机力 F 对弹壳底平面的约束作用。图 2－5(a)中的其它各轴向力的含义分别为

(a) 膛底作用力 P

$$P=\frac{\pi}{4}d_1^2p \tag{2-24}$$

(b) 弹壳外表面摩擦阻力的轴向分力 F_{x1}：设贴膛长度为 l，半锥角为 β，壳膛压力为 p_1，弹壳外径为 d_2，摩擦系数为 f，则

$$F_{x1}=\pi d_2lp_1f\cos\beta \tag{2-25}$$

(c) p_1 在弹壳外锥面合力的轴向分力 F_{x2}

$$F_{x2}=\pi d_2lp_1\sin\beta \tag{2-26}$$

(d) p 在弹壳肩部内锥面合力的轴向分力 F_{x3}

$$F_{x3}=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d^2)p \tag{2-27}$$

(e) p 对弹壳口部端面的作用力 F_{x4}

$$F_{x4}=\frac{\pi}{4}(d_k^2-d^2)p \tag{2-28}$$

在轴向力 p、F_{x3}、F_{x4}中，结构参数 d、d_k、d_1 都与坐标 x 无关，因此这些轴向力只是 p 的函数；在 F_{x1}、F_{x2}中的外径 d_2 和贴膛长度 l 都与坐标 x 有关，p_1 又与 p 有关，所以此二力是 x 与 p

的函数。

2. 弹壳的轴向变形

击发后，随着膛压 p 的变化，弹壳的贴膛位置与长度在不断变化，这使弹壳轴向变形的计算变得复杂化。此外，弹壳的轴向变形还与壳膛定位方式有关，如：口部定位式，弹壳各部分的变形都影响它的总伸长量；底缘定位式与口部定位式一样，弹壳口部、肩部与体部的变形量都是总伸长量的一部分；而斜肩定位式弹壳的口部与肩部变形却对总伸长量影响不大，使弹壳产生横断的变形主要在弹壳体部。口部与肩部的轴向力，只考虑它们对体部轴向变形的影响。目前，自动武器多采用斜肩定位方式，所以下面主要讨论这类弹壳的轴向变形计算。

使弹壳产生轴向变形的力是弹壳壁内的轴向力 Q_x，如图 2－5(b)所示。随着膛压 p 的变化，弹壳各部所受的轴向力在不断变化，这使弹壳壁内的轴向变形力 Q_x 也在随坐标 x 和膛压 p 而变化。为了讨论问题方便，设 F_x 表示除膛底作用力 P 以外各轴向力的代数和(有时只含一项或数项)，则 Q_x、F_x 与 P 之间有如下关系：

当 $F_x<P$ 时，在产生 F_x 的相应断面内有

$$Q_x = F_x \tag{2-29}$$

当 $F_x=P$ 时，在相应断面内有

$$Q_x = 0 \tag{2-30}$$

当 $F_x>P$ 之后，因弹壳不能整体移动，此时弹壳只能在临界断面($Q_x=0$ 的断面)之后的贴膛部分变形，若以 F_x' 表示该部分外部轴向力，则有

$$Q_x = P - F_x' \tag{2-31}$$

斜肩定位的瓶形弹壳，其壁厚有三个特征尺寸：口部 h_k、肩部大端(或体部小端)h_j 和壳底 h_0。由于弹壳贴膛压力 p_0 与壁厚 h 有关，在计算弹壳轴向变形时，应当先计算出 h_k、h_j 与 h_0 相应的贴膛压力 p_{0k}、p_{0j}与 p_{0t}，以便分段计算。

(1) 当 $p\leqslant p_q$ 时，弹壳为封闭的薄壁壳体，由承受内压的圆筒壳理论，弹壳壁内轴向应力 σ_x 为

$$\sigma_x = \frac{d_1 p}{4h} = \frac{d_1 p}{4(h_0 - x\mathrm{tg}\beta)} \tag{3-32}$$

当 $\sigma_x\leqslant\sigma_{e1}$时，弹壳的轴向伸长量 Δl 为

$$\Delta l = \sum\left(\frac{l_i}{E_1}\cdot\sigma_x\right) \tag{2-33}$$

当 $\sigma_x>\sigma_{e1}$时，弹壳轴向伸长量 Δl 为

$$\Delta l = \sum\left(\frac{l_i}{D}\sigma_x - \frac{E_1 - D}{E_1 D}\sigma_{e1} l_i\right) \tag{2-34}$$

(2) 当 $p_q<p\leqslant p_{0k}$时，因弹壳口部刚贴膛，该处壳膛压力 $p_{1k}=0$，所以 $F_{x1}=F_{x2}=0$，此时 F_x、Q_x 及 σ_x 分别为

$$F_x=F_{x3}-F_{x4}=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_k^2)p \tag{2-35}$$

$$Q_x=F_x=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_k^2)p \tag{2-36}$$

$$\sigma_x=Q_x/S_x \tag{2-37}$$

式(2－37)中，S_x 为弹壳体部 x 断面的截面积。将 σ_x 代入(2－33)或(2－34)即可求出弹

壳体部的相应伸长量 Δl。因后面的解题步骤均与这一时期相同，下面只给出 Q_x 的计算式。

(3) 当 $p_{0k}<p\leqslant p_{0j}$ 时，因弹壳口部有壳膛压力 p_{1k} 且无锥角，故该处只有摩擦阻力 F_{x1k}，其值为

$$F_{x1k}=\pi d_k l_k f p_{1k} \tag{2-38}$$

故

$$F_x=F_{x3}-F_{x4}+F_{x1k} \tag{2-39}$$

$$Q_x=F_x=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_k^2)p+\pi d_k l_k f p_{1k} \tag{2-40}$$

(4) 当 $p>p_{0j}$ 且 $F_x<P$ 时，因弹壳口部、肩部和部分体部贴膛，此时弹壳肩部有壳膛压力 p_{1j}、体部有壳膛压力 p_{1x} 产生，故也有摩擦阻力的轴向分力 F_{x1j} 与 F_{x1t} 和外锥面 p_1 合力的轴向分力 F_{x2j} 与 F_{x2t} 产生，总的轴力 F_x 为

$$F_x=F_{x3}-F_{x4}+F_{x1k}+(F_{x1j}-F_{x2j})+(F_{x1t}-F_{x2t}) \tag{2-41}$$

$$\begin{aligned}Q_x=F_x&=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_k^2)p+\pi d_k l_k f p_{1k}\\&+\pi d_j l_j p_{1j}(f\cos\beta_j-\sin\beta_j)\\&+\pi d_t l_x p_{1x}(f\cos\beta-\sin\beta)\end{aligned} \tag{2-42}$$

式(2－42)中，l_x 为该瞬时弹壳体部贴膛长度，其值

$$l_x=l_t-x_1 \tag{2-43}$$

式(2－43)中，x_1 为该瞬时弹壳体部的最后贴膛位置坐标，其值由式(2－13)与式(2－22)联立解出

$$x_1=\frac{d_0}{2\mathrm{tg}\beta}-\frac{d_1}{2\mathrm{tg}\beta}\left[1+\frac{p}{\sigma_{e1}+(\Delta_0-\varepsilon_{e1})D}\right] \tag{2-44}$$

此后，随着膛内压力 p 的升高，贴膛坐标 x_1 将减小，相应贴膛长度将加长，贴膛阻力 F_x 将增大。当 $F_x=P$ 时，弹壳不能向后移动，此时弹壳的贴膛长度称为界限长度，其值是 $F_x-P=0$ 即 $Q_x=0$ 相应贴膛坐标 x_2 与最后贴膛坐标 x_1 之差，若以 l_c 表示界限长度，则有

$$l_c=x_2-x_1 \tag{2-45}$$

在 $F_x>P$ 之后，随着膛压 p 的升高，界限长度的两端点即 x_1 与 x_2 将向弹壳底部方向移动。在计算此段弹壳变形时，应先按式(2－44)算出相应 p 值下的最后贴膛坐标 x_1，并以 x_1 为计算起点分微段按式(2－46)向坐标 x 的正向计算 Q_x，按式(2－33)或(2－34)计算弹壳伸长量，直至 $x_1+\Sigma\Delta x=l_c$ 或 $Q_x=0$ 为止。此后再加大内压 p 重复以上计算过程，直至 $p=p_m$ 为止。下面给出 l_c 内 Q_x 计算式

$$\begin{aligned}Q_x&=P-F_x'\\&=P-\pi[d_0-2(x_1+\Delta x)\mathrm{tg}\beta](x_1+\Delta x)p_{1(x_1+\Delta x)}(f\cos\beta-\sin\beta)\end{aligned} \tag{2-46}$$

3. 弹壳的极限伸长量与不横断条件

(1) 弹壳的极限伸长量。前面在介绍弹壳轴向伸长量计算时每段都要计算应力 σ_x。当 σ_x 达到材料强度极限 σ_b 时，弹壳就会发生横断。把弹壳轴向应力达到 σ_b 之前所有的伸长量相加，以 Δ_{jx} 表示，则 Δ_{jx} 值即为弹壳的极限伸长量。

(2) 弹壳不横断的条件。为了保证自动武器工作可靠，在设计闭锁机构时应当使弹壳的实际轴向伸长量 $\Sigma\Delta l<\Delta_{jx}$，则

$$\Sigma\Delta l<\Delta_{jx} \tag{2-47}$$

就是弹壳不横断的一般条件。

对于刚性闭锁机构，弹壳不横断条件为

$$\Delta < \Delta_{jx} \tag{2-48}$$

式(2－48)中，Δ 为闭锁间隙。

对于惯性闭锁机构，应当通过增大枪机质量或转化质量的措施使之满足式(2－47)的条件。

为了使闭锁机构满足弹壳不横断要求，需要对闭锁间隙 Δ 的各组成部分进行分析。

四、闭锁间隙的分析与确定

闭锁间隙 Δ 由制造间隙 Δ_z、磨损间隙 Δ_m 和弹性间隙 Δ_t 三部分组成。由式(2－1)知，各组成间隙的大小直接影响闭锁间隙 Δ 的数值。由式(2－48)知，Δ 值的大小又影响弹壳不横断的条件。下面逐一分析讨论。

1．制造间隙与过盈

武器出厂时的弹底间隙称为制造间隙，也叫原始间隙。其值应根据开、闭锁动作的灵活性、壳膛定位方式、枪弹进膛惯性力及弹壳不横断条件等综合确定。

从开、闭锁动作灵活及可靠闭锁的角度，一般应设计出适当制造间隙，理由是：① 枪弹和闭锁机构各元件的加工和互换装配需要一定的间隙，因为 Δ_z 过小将使枪弹与闭锁机构各元件加工精度提高、成本增加，并给互换装配带来不便；② 在弹膛、弹底窝及闭锁支撑面间有火药残渣或泥砂污垢时，要确保可靠闭锁，应当留有一定的间隙；③ 当枪管因连续射击受热膨胀使其尾端面后移时，欲可靠闭锁，也应留出一定间隙。

在设计闭锁机构时，应当根据所设计武器的壳膛定位方式和枪弹进膛惯性力的大小作具体分析：对于底缘定位式和枪弹进膛惯性力小的口部定位式与斜肩定位式武器，应留出适当正间隙；但是，对于枪弹进膛惯性力大的斜肩定位式武器，考虑到斜肩和体部长度会因到位撞击力大而缩短这一事实，在设计闭锁机构时就应缩小制造间隙数值，甚至使 Δ_z 变为负值(即过盈)。

制造间隙是武器的初始弹底间隙，也是闭锁间隙的最小值，其设计出发点是保证开、闭锁动作灵活。当然，考虑到枪弹与闭锁机构各元件加工装配的随机性，其值也应有个最小与最大的范围。下面分两种情况讨论 Δ_z 的确定方法。

(1) 用已有枪弹设计新枪。在使用已有枪弹设计新枪时，因为该弹及与之配套的武器已经过各种射击考验，此时新枪闭锁机构的制造间隙 Δ_z 可参照同类已有武器的制造间隙初定，然后再根据样枪试验情况最后确定。

现有几种武器的制造间隙：使用 56 式 7.62 枪弹的三种武器(56 式冲锋枪、56 式半自动步枪、56 式轻机枪)的 $\Delta_z = -0.15 \sim 0.15$mm；使用 53 式 7.62 枪弹的两种武器(57 式重机枪、58 式轻机枪)的 $\Delta_z = -0.005 \sim 0.176$mm；54 式 12.7 高射机枪的 $\Delta_z = -0.62 \sim 1.26$mm；56 式 14.5 高射机枪的 $\Delta_z = -0.15 \sim 0.2$mm。

由以上数据看出：使用同一枪弹的不同武器，其制造间隙 Δ_z 相同。

(2) 用新枪弹设计新枪。当用新枪弹设计新枪时，由于没有可借鉴的数据，此时闭锁间隙 Δ_z 可分两步确定，即：初定和试验调整确定。

初定：按前面介绍的计算弹壳轴向伸长量的方法，算出所使用枪弹弹壳的极限伸长量 Δ_{jx}；按后面将要介绍的计算闭锁机构弹性间隙的方法，结合初定的闭锁机构尺寸估算弹性间隙 Δ_t；参照相近武器估计一个磨损间隙 Δ_m，然后由下式算出 Δ_z，即

$$\Delta_g < \Delta_{jx} - \Delta_t - \Delta_m \qquad (2-49)$$

用尺寸链原理把初定的 Δ_g 值分配给枪弹与闭锁机构各元件作制造公差。

试验调整：当样枪加工好之后，进行各种规定的实弹射击试验，然后根据试验考核情况，经过调整，最后把 Δ_g 确定下来。

2　磨损间隙与调隙机构

武器射击与训练过程中，枪管定位面、枪机弹底窝镜面、枪机与机匣闭锁支撑面及枪管固定栓等处的运动磨损会使弹底间隙增加，这种因磨损形成的弹底间隙增量称为磨损间隙。随着枪弹与枪管定位方式及枪管与机匣连接方式的不同，磨损间隙的形成部位也不尽相同。就壳膛定位方式的影响而言：底缘定位式为枪管尾端面；斜肩与口部定位式为弹膛斜肩与口部定位处。就枪管与机匣连接方式来说：固定连接式对 Δ_m 无影响，而活动连接式则有影响，如楔栓和断隔螺纹等。不论哪种定位与连接方式，弹底窝和闭锁支撑面处的磨损都是存在的，也是主要的。

设计闭锁机构时，可采用以下减小磨损和调隙措施。

减小磨损措施：① 减小磨损面单位面积压力，如增加支撑面积和延迟开锁；② 磨损面采用耐磨损耐冲击材料，如 56 式半自动步枪的机匣闭锁支撑面镶嵌衬铁；③ 采用相应热处理与表面强化工艺，以提高磨损部分材料性能。

调隙措施：① 调整枪管固定栓，对于楔栓连接方式，可将栓体做成可调式，当弹底间隙增大时，通过调节楔栓使枪管向后移动来减小或消除磨损间隙。图 2－6 所示为 57 式重机枪的枪管固定栓，拧动调节螺可使楔形面带动枪管后移。② 更换中间零件：对于闭锁片偏转式、楔栓式和卡铁偏转式等通过小型中间零件闭锁的武器，当磨损间隙增大时，可采用更换中间零件的办法。

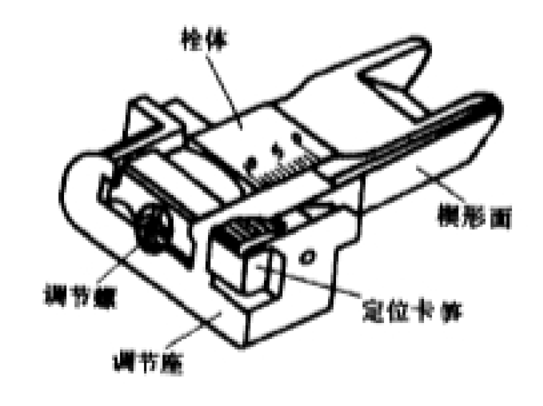


图 2－6　57 重机枪的枪管固定栓

3. 弹性间隙与闭锁机构刚度

从击发到开锁前，枪管与机匣连接部位至闭锁支撑面之间的闭锁机构承载部分，因受到壳机力的作用将产生弹性变形（不允许出现塑性变形），由此而引起的弹底间隙增量称为弹性间隙。

（1）弹性间隙计算。弹性间隙 Δ_t 的计算和枪管与机匣连接方式有关，下面以 56 式冲锋枪和 53 式重机枪为例，说明其计算方法。

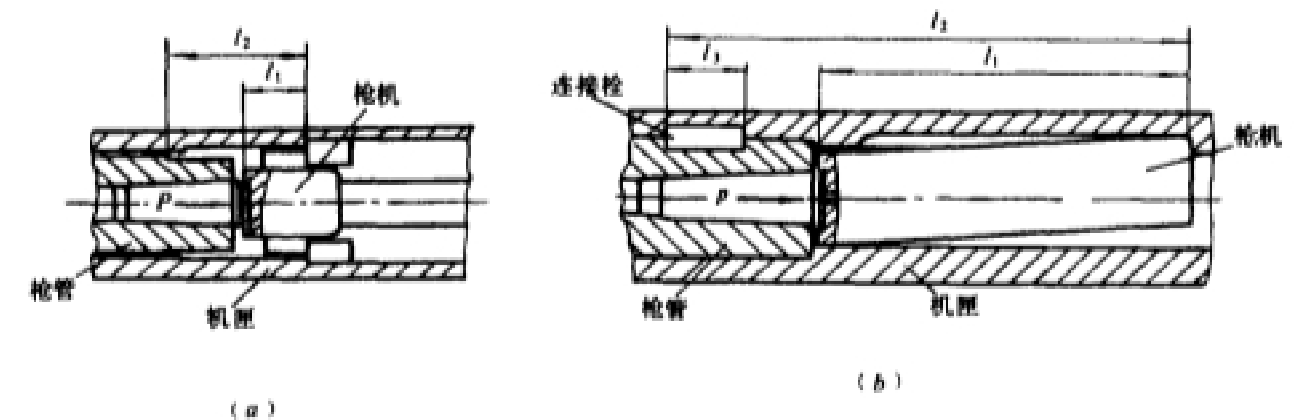


图 2－7　弹性间隙的计算

(a) 56 式冲锋枪；(b) 53 式重机枪

在枪管与机匣固定连接的武器中(如图 2－7a),壳机力 F 使枪机的 l_1 部分产生压缩变形 $\Sigma\frac{l_{1i}}{s_{1i}}$,使机匣的 l_2 部分产生拉伸变形 $\Sigma\frac{l_{2i}}{s_{2i}}$,其中 s_{1i}与 s_{2i}为微段 l_{1i}与 l_{2i}的相应截面积,则总弹性间隙为

$$\Delta_t = \Delta l_1 + \Delta l_2 = \frac{F}{E}\left(\Sigma\frac{l_{1i}}{s_{1i}} + \Sigma\frac{l_{2i}}{s_{2i}}\right) \tag{2-50}$$

在枪管与机匣活动连接的武器中(如图 2－7b 所示的楔栓式),枪机 l_1 部分受压缩,机匣 l_2 部分受拉伸、连接栓 l_3 受压缩,此时弹性间隙 Δ_t 为

$$\Delta_t = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 = \frac{F}{E}\left(\Sigma\frac{l_{1i}}{s_{1i}} + \Sigma\frac{l_{2i}}{s_{2i}} + \Sigma\frac{l_{3i}}{s_{3i}}\right) \tag{2-51}$$

具体计算时,考虑到闭锁机构承载部分断面的变化,应采取分段计算代数和的办法。精确计算时,壳机力 F 应当按 2.2.2 的方法计算;初步估算时,可用式(2－24)计算膛底作用力的方法代替,即用 P 代 F。56 式冲锋枪弹性间隙估算值为 $\Delta_{t56}=0.02\text{mm}$,53 式重机枪弹性间隙估算值 $\Delta_{t53}=0.16\text{mm}$。结果表明,后者的弹性间隙是前者的 8 倍。

闭锁机构弹性间隙大,可能导至弹壳横断,并使抽壳发生困难。因为随着膛压 p 的升高,闭锁机构弹性变形量将加大,弹壳向后移动曝露在弹膛外的部分将增长,外露部分在壳内很高的火药气体压力作用下将随着径向塑性变形而胀大;当膛压下降时,闭锁机构的弹性恢复又把胀大部分的弹壳压进弹膛,使壳膛紧缩量增加而抽壳阻力加大。

(2) 闭锁机构刚度。为了讨论闭锁机构抵抗弹性变形的能力,我们引入闭锁机构刚度的概念。若以 k 表示闭锁机构刚度,则 k 与壳机力 F 和弹性间隙 Δ_t 有如下关系:

$$k = \frac{F}{\Delta t} \tag{2-52}$$

由此式可给出闭锁机构刚度定义:闭锁机构承载部分产生单位弹性变形量所需的力,称为闭锁机构刚度。

若用膛底作用力 P 代替壳机力 F 作近似估算,将有关数据代入式(2－24)得:56 式 7.62 普通弹的 $P_{56}=20.5\text{kN}$,53 式 7.62 轻弹的 $P_{53}=28.5\text{kN}$;再将 Δ_{t56}、Δ_{t53}、P_{56}、P_{53}代入式(2－52),即可计算出 56 式冲锋枪闭锁机构刚度 $k_{56}=1025\text{kN/mm}$,53 式重机枪闭锁机构刚度 $k_{53}=178\text{kN/mm}$。

将 k_{56}与 k_{53}相比得 5.76,这说明 56 式冲锋枪闭锁机构较 53 式重机枪闭锁机构的刚度大。分析其原因,主要是由于 56 式冲锋枪闭锁机构较 53 式重机枪闭锁机构的受载变形长度短,从而使 Δ_{t56}大大小于 Δ_{t53}的缘故。因此,设计闭锁机构时,应尽量使闭锁支撑面靠近枪管尾端,以减小其承载部分的变形长度。

2.2.2 壳机力计算

从击发到开锁之间,膛内火药气体压力不仅使弹壳发生切向变形并在壳膛间产生压力 p_1,而且同时还使弹壳发生轴向变形或移动,并在弹壳底平面与枪机之间产生作用力,简称壳机力 F。由于有壳膛压力 p_1 的存在,当弹壳发生轴向变形或移动时,还需克服贴膛阻力 F_z。因此,壳机力 F 与膛底作用力 P(使弹壳后移或变形的动力)、贴膛阻力 F_z(阻止弹壳后移或变形的力)、闭锁机构弹性间隙 Δ_t(壳机协同变形)等有关。

一、壳机力 F 的计算

闭锁机构一般都有弹底间隙。对于壳机间有初始间隙的情况，当内压 p 大于弹头起动压力 p_0 之后，由于轴力的不平衡，壳机间将发生撞击，其实测 $F-t$ 曲线规律不稳定。对于壳机间无初始弹底间隙的情况，实测 $F-t$ 曲线规律稳定。为了使所建壳机力公式的 F 计算值与 F 实验值相比较，下面在建立 F 计算式时暂不考虑壳机间的初始间隙。对于有间隙情况下的 F 力计算，将用符合系数的方法来处理。

1. 弹壳轴向伸长量的计算

2.1.1 中介绍了弹壳轴向伸长量 Δl 的计算方法，将各段弹壳的轴向伸长量相加，以 $\Sigma\Delta l$ 表示。

2. 弹壳底部压缩量的计算

弹壳底部 l_0 段的受力状态如图 2－8 所示。

在不考虑惯性力的情况下，$P>F$。所以，使 l_0 段产生轴向压缩变形的轴向力为 F。该段截面内的轴向应力 σ_0 和压缩量 Δl_0 分别为

P F l_0

图 2－8 弹壳底部受力状态

$$\sigma_0=\frac{4F}{\pi d_0^2} \qquad (2-53)$$

$$\Delta l_0=\frac{4l_0}{\pi E_1 d_0^2}F \qquad (2-54)$$

式中，d_0 为弹壳底部直径，E_1 为弹壳材料弹性模量。

3. 闭锁机构的弹性间隙

根据所计算的闭锁机构具体结构，用式(2－50)或(2－51)列出弹性间隙 Δ_t 表达式，再用式(2－52)列出与壳机力 F 和闭锁机构刚度 k 的关系式

$$\Delta_t=\frac{F}{k} \qquad (2-55)$$

4. 壳机力 F 计算式的建立

在没有初始弹底间隙的情况下，弹壳的轴向伸长量 $\Sigma\Delta l-\Delta l_0$ 应等于闭锁机构承载部分的弹性变形量 Δ_t，此即为壳机变形协调关系，于是得到

$$\Sigma\Delta l-\Delta l_0=\Delta_t \qquad (2-56)$$

令式(2－54)中

$$\frac{4l_0}{\pi E_1 d_0^2}=m$$

则

$$\Delta l_0=mF \qquad (2-57)$$

联解式(2－55)、(2－56)与(2－57)，得

$$F=\frac{k\Sigma\Delta l}{1+mk} \qquad (2-58)$$

式(2－58)即为壳机力 F 的计算关系式，它既适合膛压上升段，也适合膛压下降段。

二、壳机力计算、验证与修正

1. p_1、F_x、F 的计算与实验验证

将前面建立的 p_1、F_x、F 的有关公式编制成微机程序，即可算出 p_1、F_x、F 随时间 t 的变化曲线 p_1-t、F_x-t、$F-t$ 及 p_1 随弹壳长度 l 的变化曲线 p_1-l，结果如图 2－9、图 2－10 所示。

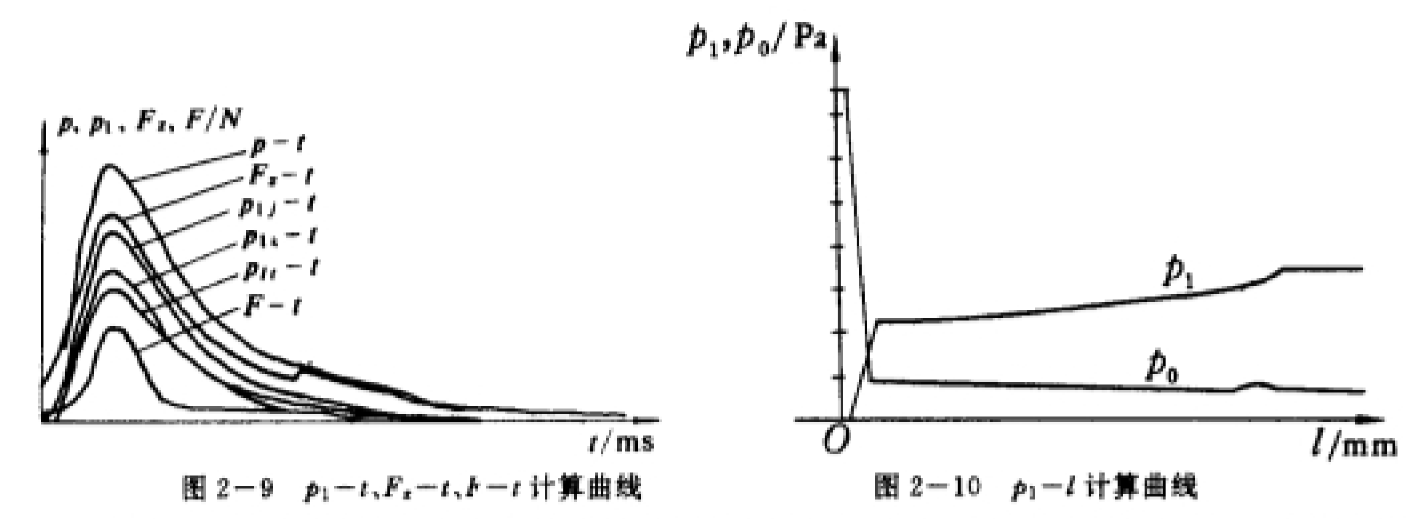


图 2−9　p_1-t、F_z-t、$F-t$ 计算曲线　　　图 2−10　p_1-l 计算曲线

p_1-t 与 p_1-l 曲线可为抽壳阻力计算及弹膛和弹壳设计提供必要数据；F_z-t 可为确定开锁时机提供必要依据；$F-t$ 可为分析闭锁机构承载构件的失效类形和进行闭锁机构强度设计与寿命估算提供必要数据。

为了评价 $F-t$ 曲线计算结果的正确性，将 $F-t$ 计算值与 $F-t$ 实验值画在同一坐标系中，如图 2−11 所示。由该图看出，两条曲线有相同的变化规律和相同的峰值。因此，在不具备实验条件时，如二者初始状态相同，可用壳机力理论计算值代替壳机力实验值，并且理论计算更便于进行结构优化设计。

2. 关于壳机力 F 的修正

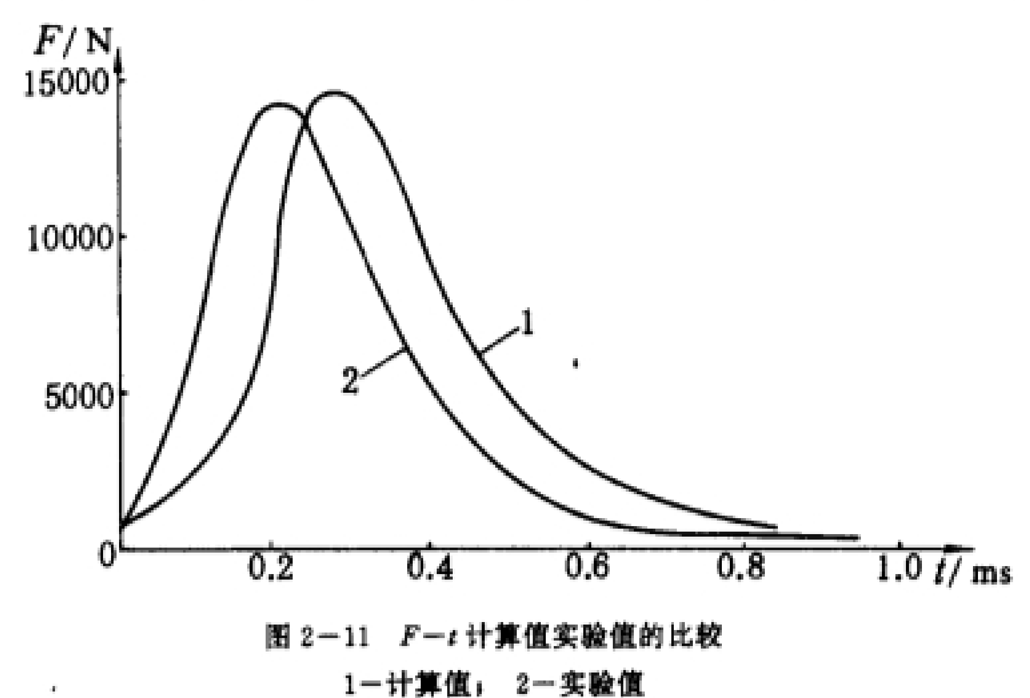


图 2−11　$F-t$ 计算值实验值的比较
1−计算值；2−实验值

前面在建立壳机力 F 的计算公式时假设没有初始弹底间隙，但是，实际武器一般都存在初始间隙。为了使壳机力的理论计算值与射击过程的实际承受的壳机力值相符合，需要给出不同润滑与不同初始间隙情况下的修正系数。对于 56 式 7.62 枪弹与 56 式冲锋枪枪管，弹膛涂油时修正系数为 2.3；初始间隙为 0.2mm 时修正系数为 2.57；初始间隙为 0.4mm 时修正系数为 2.93。关于其它枪弹与枪管的修正系数，因没有实验值，读者可参考上述修正系数酌定。

§2.3　典型闭锁机构的结构分析

闭锁机构设计同其它机械设计一样，是一种继承与创造相结合的过程。对现有同类典型机构进行分析比较，继承其成功部分，舍弃其不成功部分，再加以综合完善与改进创造，最后才能设计出性能优良的新闭锁机构。本节先介绍典型闭锁机构的结构类型，而后分析各类闭锁机构的结构特点，以供设计时参考。

2.3.1 典型闭锁机构的结构类型

闭锁方式按闭锁构件及其运动规律在惯性闭锁和刚性闭锁分类的基础上再作进一步分类。具体分类情况、各类闭锁机构所属枪种及典型图例，详见闭锁方式分类图表2—1所示。

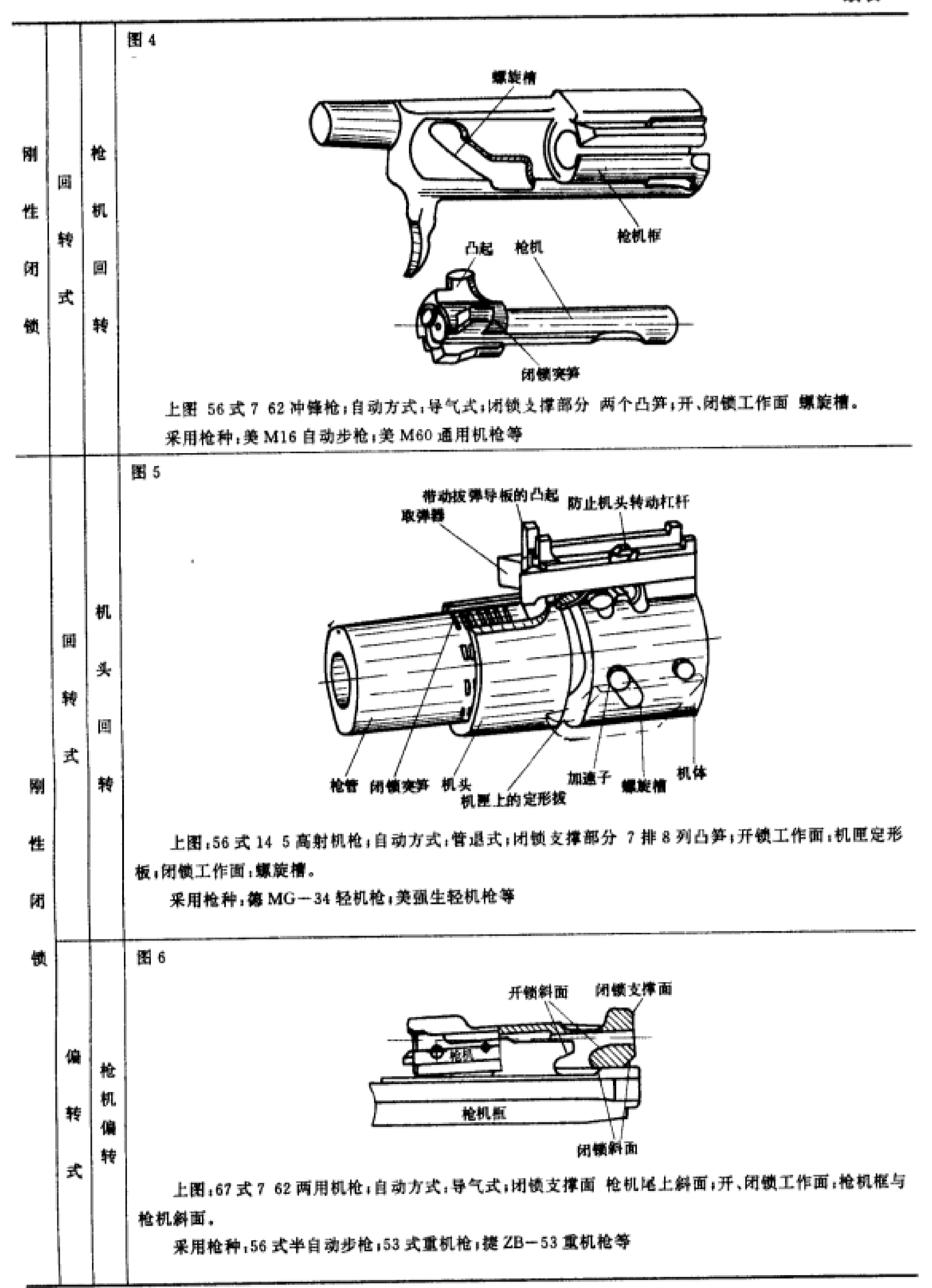
2.3.2 各类闭锁机构的特点

一、惯性闭锁

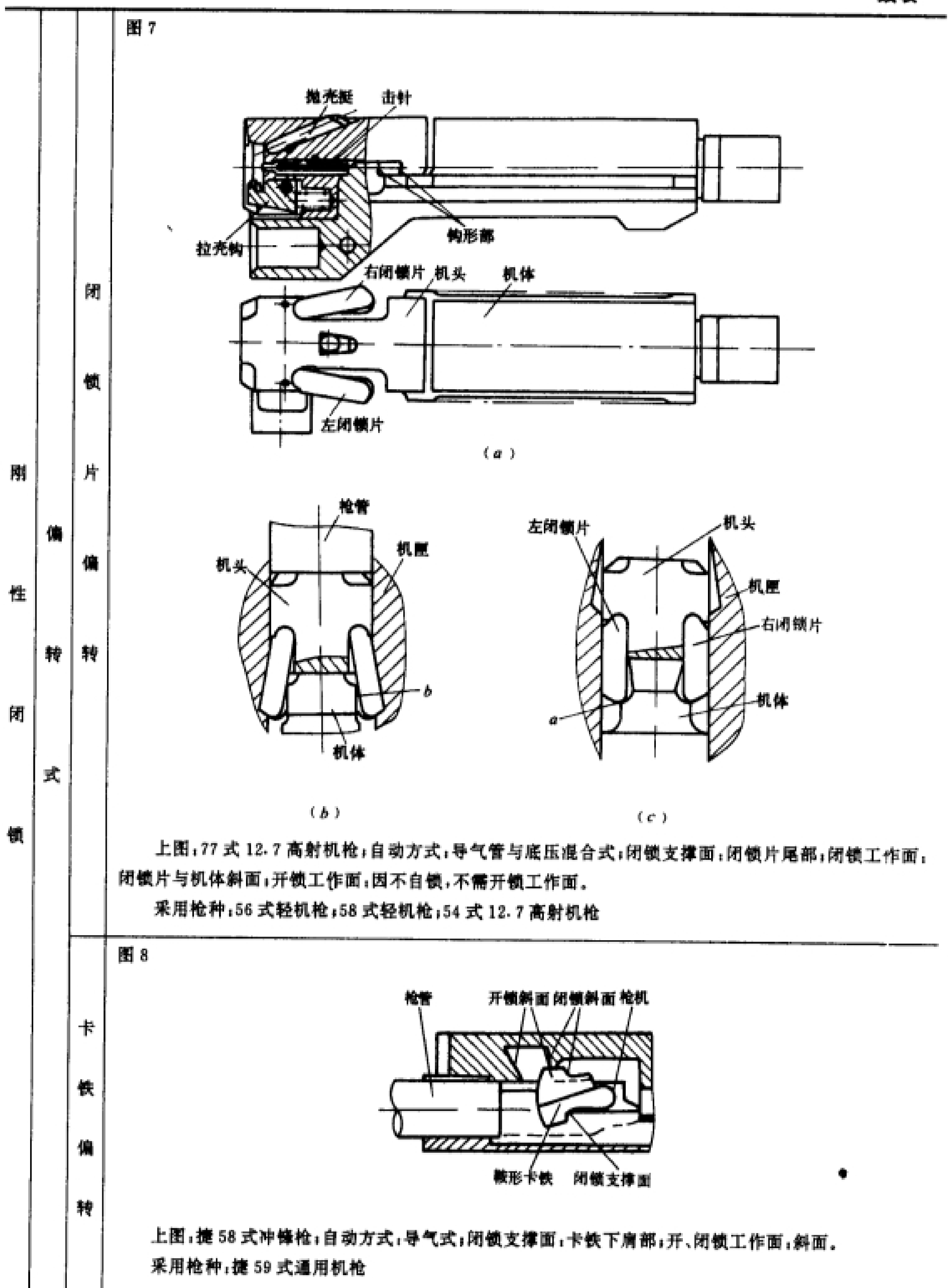
惯性闭锁用于枪机后坐式自动武器中，它包括自由枪机式和半自由枪机式两种自动方式；包括枪机纵动式、楔闩式和滚柱式三种闭锁方式。

表2—1 闭锁方式分类图表

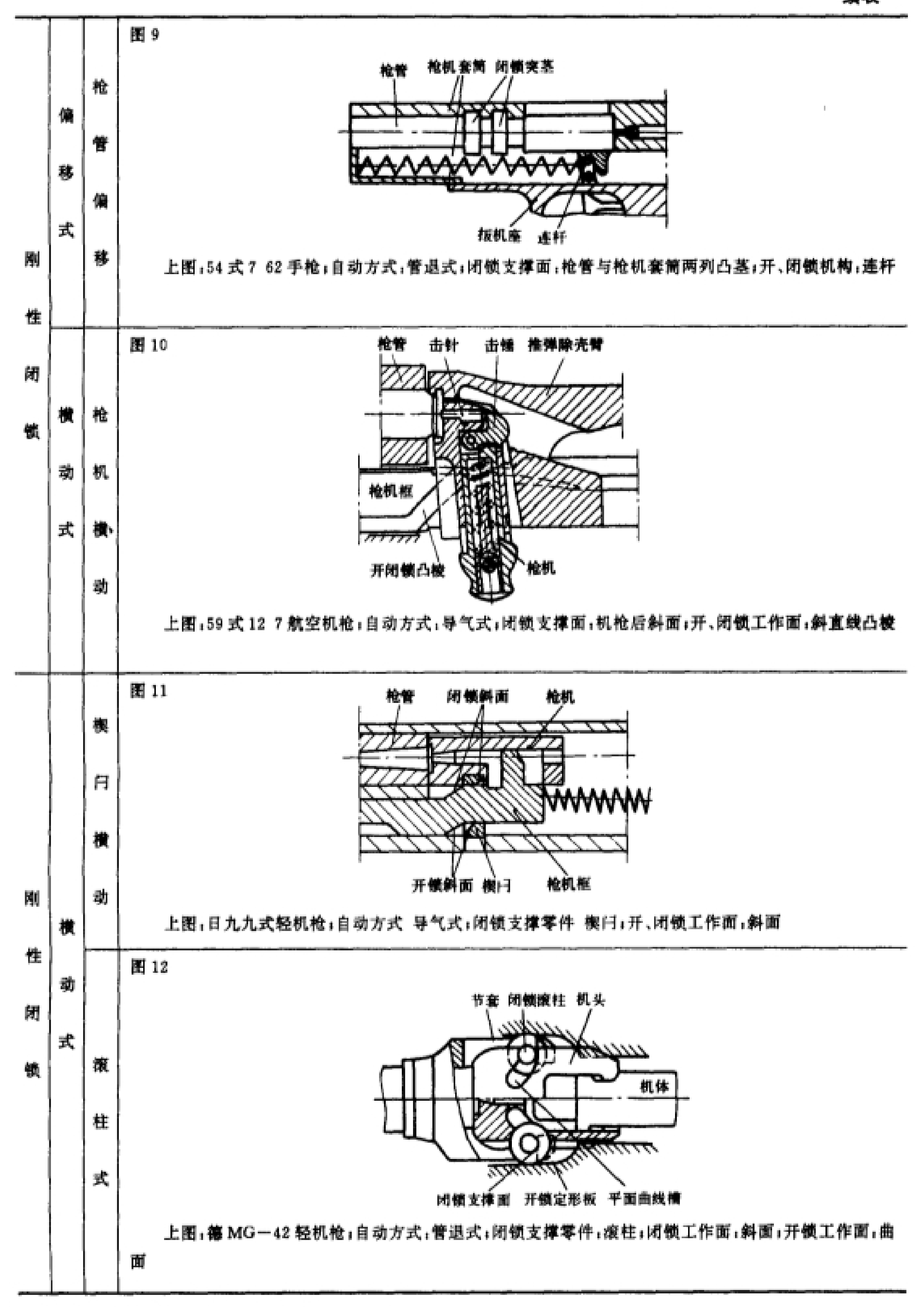
惯性闭锁	枪机纵动式	图1 拉壳钩纵 上图 54式7 62冲锋枪；自动方式；自由枪机；闭锁方式；枪机质量惯性；无开、闭锁工作面；无闭锁支撑面 采用枪种：77式手枪；64式手枪；日SCK式冲锋枪；捷M61式微型冲锋枪；以UZI式冲锋枪等
	楔闩式	图2 1 2 70° 45° 上图：美M_1式11 43冲锋枪(汤姆逊冲锋枪)；自动方式 半自由枪机；闭锁方式：通过减小传动效率η增大转化质量M'；无开、闭锁工作面；无闭锁支撑面
惯性闭锁	滚柱式	图3 F 6.3 (a) (b) 上图：德G3式7 62自动步枪；自动方式：半自由枪机；闭锁方式：通过增大传速比增大转化质量；无并、闭锁工作面；无闭锁支撑面



刚性闭锁	回转式	枪机回转	图4 上图 56式7 62冲锋枪；自动方式：导气式；闭锁支撑部分 两个凸笋；开、闭锁工作面 螺旋槽。 采用枪种：美M16自动步枪；美M60通用机枪等
刚性闭锁	回转式	机头回转	图5 上图：56式14 5高射机枪；自动方式：管退式；闭锁支撑部分 7排8列凸笋；开锁工作面：机匣定形板；闭锁工作面：螺旋槽。 采用枪种：德MG－34轻机枪；美弧生轻机枪等
	偏转式	枪机偏转	图6 上图：67式7 62两用机枪；自动方式：导气式；闭锁支撑面 枪机尾上斜面；开、闭锁工作面：枪机框与枪机斜面。 采用枪种：56式半自动步枪；53式重机枪；捷ZB－53重机枪等



刚性闭锁	偏转式	闭锁片偏转	图 7 上图:77 式 12.7 高射机枪;自动方式:导气管与底压混合式;闭锁支撑面:闭锁片尾部;闭锁工作面:闭锁片与机体斜面;开锁工作面:因不自锁,不需开锁工作面。 采用枪种:56 式轻机枪;58 式轻机枪;54 式 12.7 高射机枪
		卡铁偏转	图 8 上图:捷 58 式冲锋枪;自动方式:导气式;闭锁支撑面:卡铁下肩部;开、闭锁工作面:斜面。 采用枪种:捷 59 式通用机枪



刚性闭锁	偏移式	枪管偏移	图9 上图：54式7 62手枪；自动方式：管退式；闭锁支撑面：枪管与枪机套筒两列凸荃；开、闭锁机构：连杆
刚性闭锁	横动式	枪机横动	图10 上图：59式12 7航空机枪；自动方式：导气式；闭锁支撑面：机枪后斜面；开、闭锁工作面：斜直线凸棱
刚性闭锁	横动式	楔闩横动	图11 上图：日九九式轻机枪；自动方式 导气式；闭锁支撑零件 楔闩；开、闭锁工作面：斜面
刚性闭锁	横动式	滚柱式	图12 上图：德MG—42轻机枪；自动方式：管退式；闭锁支撑零件：滚柱；闭锁工作面：斜面；开锁工作面：曲面

1. 枪机纵动式惯性闭锁机构

枪机纵动式闭锁机构属自由枪机式自动方式，其工作原理如图 2－12 所示。

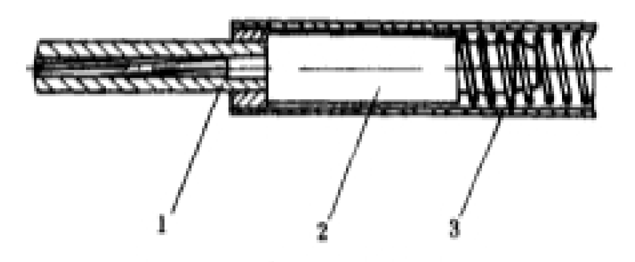


图 2－12 枪机纵动式闭锁机构
1—枪管；2—枪机；3—复进簧

这种闭锁方式是“闭而不锁”，仅仅依靠枪机质量的惯性来关闭枪膛，确保高膛压时弹壳后移量不大，不会发生弹壳横断或纵裂，并能使枪机获得足够的后坐能量，以利自动循环动作的完成。

由于这类闭锁机构只有一个枪机零件，并且没有开、闭锁工作面和闭锁支撑面。所以它的优点是结构简单、制造容易、成本低，便于战备动员突击生产。其缺点是：(*a*) 对枪机质量大小要求较严，因为当膛压一定时壳机力一定，若枪机质量小，则会因高膛压时枪机后移量过大而造成弹壳纵裂（径向间隙增加过快）或横断（抽出膛外无支撑）；若枪机质量过大，则会因不能确保枪机获得足够的后坐动能而影响自动循环动作的顺利完成。(*b*) 武器威力受运动机动性的制约，即只适于发射小威力枪弹。因为大威力枪弹的膛压高、壳机力大，为确保射击可靠势必增加枪机质量，这不仅影响武器机动性，而且因枪机质量大对机匣的撞击加剧，会严重影响射击精度。

为了克服自由枪机（枪机纵动式）的上述缺点而又能保留其优点，人们设计出半自由枪机式闭锁机构。所谓半自由，是指该类闭锁机构在射击时枪机与机匣有扣合，但在壳机力作用下能自行开锁。它不是单纯靠枪机实际质量的惯性来关闭枪膛，而是通过增大闭锁机构转化质量的办法达到延迟开锁目标。

2. 楔闩式惯性闭锁机构

这种闭锁机构在美国 M1 汤姆逊冲锋枪中采用，属半自由枪机自动方式。主要由楔闩（又称机闩）和枪机体两部分组成，其结构原理如图 2－13 所示。

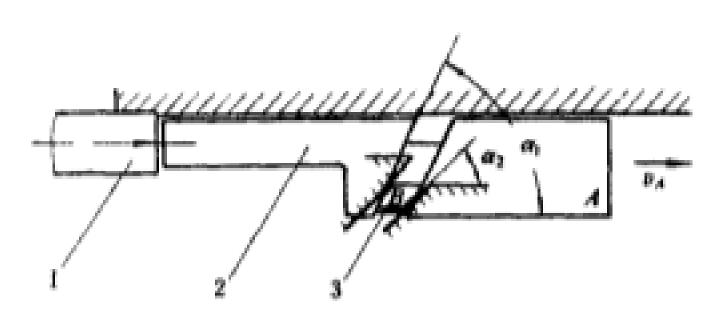


图 2－13 类 M1 汤姆逊冲锋枪闭锁机构
1—枪管；2—枪机；3—枪闩

(1) 工作原理。设枪机体质量为 M_A，楔闩质量为 M_B，枪机体上楔闩槽与膛轴夹角为 α_1，机匣上楔闩槽与膛轴夹角为 α_2。

击发后随着膛内压力的升高，枪机体 A 将在壳机力 F 的作用下向后运动，同时迫使楔闩沿枪机体和机匣两个不同倾角的楔闩槽向上滑动。由于枪机体、楔闩及机匣之间有传动关系，所以有传速比 k 产生。由于上述三构件在传动中受到约束反力和摩擦力作用，因此也有传动效率 η 存在。经推导得到

$$k=\frac{\sin\alpha_1}{\sin(\alpha_1-\alpha_2)} \tag{2-59}$$

$$\eta=1-2f\operatorname{ctg}(\alpha_1-\alpha_2) \tag{2-60}$$

代入该枪的结构参数 $\alpha_1=65°$、$\alpha_2=45°$之后，得传速比 $k=2.65$；传动效率表达式简化为

$$\eta=1-5.5f \tag{2-61}$$

由式(2－61)看出，η 随 f 的增大而减小。根据分子一机械摩擦理论[3]，摩擦系数 f 在接触面压力大于 98MPa 之后即与压力成正比。击发后随着膛压的升高壳机力也增大，当楔闩与枪

机体和机匣导槽接触面压力大于98MPa时，f 值将会逐渐增大。在 $f>0.2$ 之后，由式(2－61)算出的 $\eta<0$。这就是说，高膛时楔闩与枪机体和机匣之间不能相对运动，从而起到延迟开锁的作用。随着膛压的降低，f 将减小。当 $f=0.15$ 时，由式(2－61)算出 $\eta=0.175$。将此值和前面 k 值代入转化质量公式，得

$$M_A' = M_A + M_B \frac{k^2}{\eta} = M_A + 40M_B \tag{2-62}$$

由式(2－62)看出，由于枪机体、楔闩和机匣之间的摩擦传动，枪机的转化质量远远大于其实际质量，因而起到延缓开锁的作用。

(2) 结构特点。楔闩式闭锁机构的优点是结构较简单，可以起延迟和延缓开锁作用。缺点是转化质量随表面润滑、污垢、载荷等的变化而改变，从而影响武器射击稳定性。

3. 滚柱式惯性闭锁机构

德G3自动步枪采用滚柱式半自由枪机，其闭锁机构主要由机头、滚柱、楔形体、机体及弹簧卡扣等部分组成，如表2－1图3所示。

(1) 工作原理。击发后，机头在壳机力作用下后移、压滚柱沿机匣闭锁支撑斜面滑动、收拢，同时滚柱挤压楔形体连同机体一起加速后坐，并克服卡扣阻力和复进簧力。由于该机构各构件在开锁加速过程中有相互传动，并受到约束反力和摩擦力作用，所以有传速比 k、传动效率 η 和转化质量 M_A'。经推导得到 k 与 η 的计算公式

$$k=1+\mathrm{tg}\alpha \cdot \mathrm{ctg}\beta \tag{2-63}$$

$$\eta=1-f\mathrm{ctg}\beta \tag{2-64}$$

式中　α——机匣闭锁支撑面与膛轴夹角，其值为22°30′；

β——楔形体半锥角，其值为45°；

f——滚动摩擦系数，取 $f=0.05$。

将以上各值代入式(2－63)与(2－64)，得 $k=3.4$，$\eta=0.88$。

设机头质量为 M_A，机体与楔形体总质量为 M_B。实际质量比为 $M_B/M_A=6.5$。将以上数据代入转化质量公式，得

$$M_A' = M_A + M_B \frac{k^2}{\eta} = 11.5(M_A + M_B) \tag{2-65}$$

这一结果说明，开锁初期转化质量为其实际质量的11.5倍。再加上弹簧卡扣和复进簧对枪机的后坐阻力，就能有效地延缓开锁，从而确保可靠发射。

(2) 结构特点。本机构的优点是：以滚动代替滑动，其传动效率高，运动面磨损小，运动稳定性好；传速比大，既能增加转化质量，又能加速机体，从而有效地延缓了开锁，并使机体获得足够的后坐能量。

缺点是机构较复杂，且对接触面粗糙度和热处理硬度要求较高。

通过以上对三种惯性闭锁机构的分析可以看出：自由枪机式较半自由枪机式结构简单，但后者较前者性能完善；在半自由枪机式闭锁机构中，G3较汤姆逊性能可靠。

二、刚性闭锁

刚性闭锁机构用于导气式和管退式武器，它包括回转式、偏转式、偏移式与横动式四类，枪机回转、机头回转、枪机偏转、闭锁片偏转、卡铁偏转、枪管偏转、枪机横动、楔闩横动、滚柱式九种。

1. 回转式闭锁机构

回转式闭锁机构分枪机回转式和机头回转式两种，其共同点都是通过绕自身轴线的回转运动来完成开、闭锁动作。这种闭锁机构被广泛用于各种口径的自动武器。

(1) 枪机回转式闭锁机构。这种闭锁机构主要用于导气式武器。由于导气式武器开锁不需要加速，所以主动件与从动件相对不变，通常把主动件叫枪机框、从动件叫枪机。开、闭锁动作都是枪机框通过凸笋(或导柱)与螺旋槽的作用，迫使枪机绕自身轴线回转，实现枪机闭锁凸笋与机匣闭锁卡槽解脱扣合或进入扣合。枪例详见表2－1图4。

(2) 机头回转式闭锁机构。在管退式武器中，枪机由两部分组成，前边部分叫机头，后边部分叫机体。闭锁过程中机体为主动件，机头为从动件，机体通过导柱与螺旋槽作用，迫使机头回转实现与枪管扣合而闭锁。闭锁凸笋在机头上，闭锁卡槽在枪管上(如德MG－34机枪)、或相反(如56式14.5高射机枪)。击发后，在开锁前的自由行程中，枪管、机头与机体一同后坐；在开锁过程中，机头导柱与机匣开锁加速斜面作用，迫使机头回转解脱与枪管的扣合而开锁，与此同时，机体被加速，以便开锁后带动机头一同后坐，完成后续自动循环动作。

(3) 回转式闭锁机构特点。

(*a*) 闭锁支撑面轴对称布置在枪机或机头上，轴向加载，支反力呈轴对称状态。这种结构射击稳定性好，对射击精度有利。

(*b*) 闭锁支撑面可布置在距枪管尾端较近处，受载变形长度短，有利闭锁机构刚度 k 的提高，可减少断壳故障；并且可采用冲铆机匣，有利于减轻武器质量。

(*c*)闭锁支撑面积可大可小，如56式14.5高射机枪，采用多排多列，增大了支撑面面积，适合发射大威力枪弹；如56式冲锋枪采用单排两凸笋，支撑面积小、结构简单，适合小威力弹。

(*d*) 开、闭锁回转角 γ 可大可小：如美M60通用机枪($\gamma=75°$)和56式冲锋枪($\gamma=38°$)，凸笋少(两个)，结构简单，回转角大，支撑面积容易保证；如美M16自动步枪($\gamma=22.5°$)，凸笋多(8个)，回转角小，结构稍复杂，支撑面积因总间隙大而有效面积相对减小。枪例如图2－14所示。

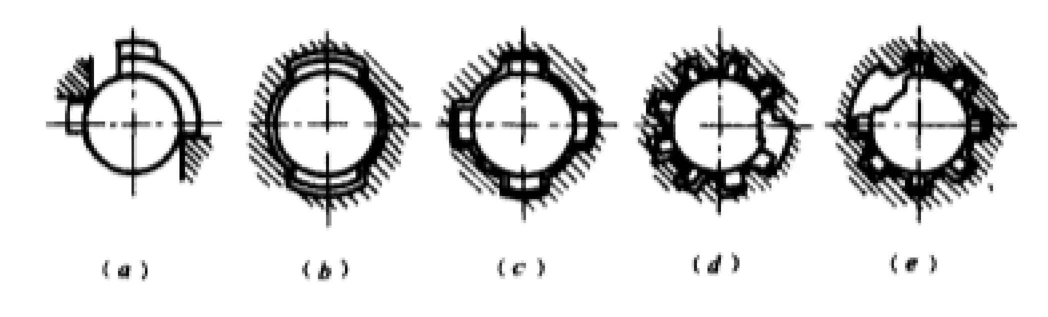


图2－14 闭锁凸笋在圆周上的分布实例

(*a*) 56式7 62冲锋枪；(*b*) 美M60通用机枪；(*c*) 英路易斯轻机枪；(*d*) 美强生轻机枪；(*e*) 美M16自动步枪

(*e*) 闭锁支撑面可制成直面式或螺旋面式

直面式：如美M16自动步枪和英路易斯轻机枪，优点是加工简单，无自开锁分力，不需另加限制面；缺点是原始弹底间隙一定，不能预抽壳，开锁过程支撑面摩擦大。

螺旋面式：如56式冲锋枪和美M60通用机枪。优点是可减小原始间隙，能预抽壳，开锁过程支撑面摩擦较小；缺点是加工稍复杂，有自开锁分力，需另外加限制面。

(4) 螺旋面式的自锁条件。闭锁支撑面为螺旋面式的闭锁机构，为了保证闭锁动作确实可靠，一般都采用能自锁的支撑面螺旋角 β，以便使其在壳机力作用下不能自行开锁。为了分析

这种闭锁机构的自锁条件，在图 2－15 中画出一个支撑面的受力简图。

开锁前，枪机弹底窝镜面受到壳机力 F 作用，其作用线通过枪机轴线；在 F 力作用下，机匣各支撑面将产生支反力 N_z 和摩擦力 $N_z f$，设有 n 个闭锁突笋，则轴力平衡方程为

$$F = nN_z(\cos\beta + f\sin\beta) \qquad (2-66)$$

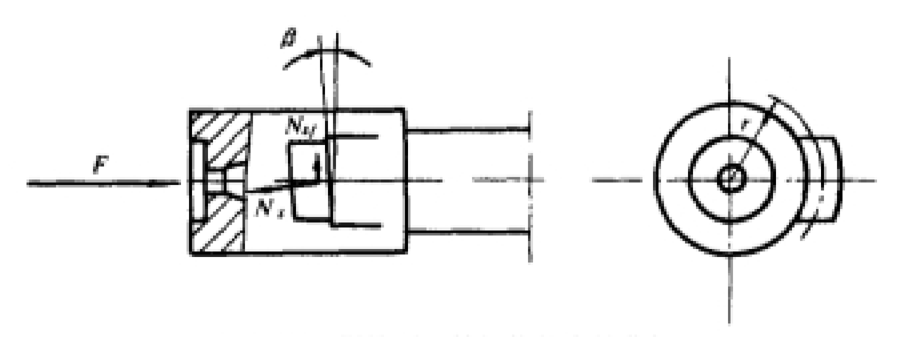


图 2－15　螺旋面闭锁机构的自锁分析

由于闭锁支撑螺旋面与枪机横截面间有螺旋角 β 存在，则支反力 N_z 对枪机轴线的力矩 $N_z r\sin\beta$ 为自开锁力矩，摩擦力 $N_z f$ 对轴线的力矩 $N_z fr\cos\beta$ 为阻止自开锁的力矩，壳机力 F 对轴线的力矩为零。于是得到自锁条件

$$N_z r\sin\beta < N_z fr\cos\beta$$

即

$$\beta < \text{arctg} f \qquad (2-67)$$

滑动摩擦系数一般为 $f=0.1\sim0.15$，其相应摩擦角 $\rho=5\sim8°$。所以，在设计螺旋面式回转式闭锁机构时，应取 $\beta<5\sim8°$。

为便于设计者参考，表 2－2 列出几种回转式闭锁机构的几何尺寸。

表 2－2　几种回转式闭锁机构的几何尺寸

武　器　名　称	枪外机径 D/mm	突笋数 n	支撑面积 s/mm²	支撑面倾角 β/°	回转角 γ/°
英路易斯轻机枪	21.5	4	46	0	35
美 M16 自动步枪	13.5	7	20	0	22.5
56 式冲锋枪	16.5	2	45	2.6	38
美 M60 通用机枪	18.4	2	50	3	75

由表中数据看出：56 式冲锋枪和美 M60 通用机枪的闭锁支撑面倾角（螺旋角）均小于摩擦角，都满足自锁条件。但是，考虑武器使用中摩擦系的可能变化，从确保闭锁可靠出发，这些武器还是设计出限制自开锁的工作面。

2．偏转式闭锁机构

通过枪机或中间零件偏转一定角度实现开锁与闭锁的机构称之为偏转式闭锁机构。根据承担闭锁支撑零件的不同，又分为枪机偏转式、闭锁片偏转式和卡铁偏转式三种。

（1）枪机偏转式闭锁机构。枪机偏转式闭锁机构多用于导气式武器中。这种闭锁机构，枪机框为完成开、闭锁动作的主动件，枪机为从动件。复进过程中，枪机框通过闭锁斜面带动枪机复进，当枪机推弹进膛停止轴向运动时，由于闭锁斜面作用，枪机框将迫使枪机尾端绕前支点偏转一个角度，支撑在机匣相应闭锁支撑面上，实现闭锁。击发后，通过枪机支撑壳机力。开锁过程中，枪机框通过开锁斜面使枪机偏转解脱枪机与机匣的扣合而开锁。

枪机偏转式闭锁机构有枪机上偏式（67 式两用机枪，图 2－16）、枪机下偏式（56 式半自动步枪）和枪机右偏转式（53 式重机枪）等几种。枪机偏转方向应考虑供弹具的安装、抛壳方向、支撑面积的大小等因素，由总体安排确定。

对枪机偏转式闭锁机构自锁条件的分析：射击时，在壳机力 F 作用下，闭锁支撑面上将产生支反力 N_s；如果有自开锁趋势，支撑面上还会产生摩擦力 $N_s f$。设枪机回转点为 O(实际为过 O 垂直纸面的轴)，F 力作用线与 O 点距离为 y_1，闭锁支撑面与机匣横截面夹角为 β，支撑面中点与过 O 点的水平面距离为 y_2，水平距离为 x。将图 2—16 中各力对 O 点取矩得自锁条件不等式为

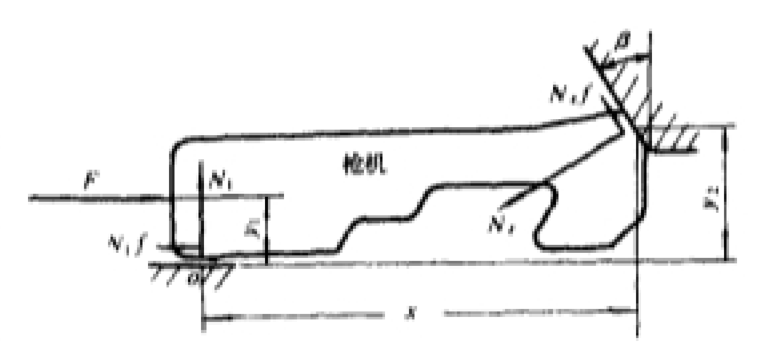


图 2—16　枪机偏转式自锁条件分析

$$N_s y_2(\cos\beta + f\sin\beta) - N_s x(\sin\beta - f\cos\beta) > F y_1$$

略去 O 点摩擦力，由各力水平投影得

$$F = N_s(\cos\beta + f\sin\beta)$$

略去 $f\sin\beta$ 项，近似取

$$F \approx N_s\cos\beta$$

将此式代入前面自锁条件不等式，得

$$y_2(1 + f\mathrm{tg}\beta) - x(\mathrm{tg}\beta - f) > y_1$$

再略去 $f\mathrm{tg}\beta$ 项，得自锁条件式

$$\mathrm{tg}\beta < f + \frac{y_2 - y_1}{x} \tag{2-68}$$

由此式看出，枪机偏转式闭锁机构的自锁条件，不仅与支撑面摩擦系数 f 有关，而且还与枪机的结构尺寸有关。在枪机高度(或横向)尺寸 $y_2 - y_1$ 一定的情况下，要减小 β 值，必须使枪机长度 x 增加，这将使闭锁机构刚度降低，容易引起断壳故障；反之，要提高闭锁机构刚度，必须缩短枪机长度 x，这将导致 β 角增大，从而使机匣侧向分力增加，对机匣强度不利，也不便于采用冲铆机匣。

现代自动武器都不采用自锁的枪机偏转式闭锁机构。闭锁支撑面倾角 β 一般在 10°至 25°之间。这样在壳机力作用下，枪机将会自动开锁。为确保可靠发射，在枪机框上需要设计出限制面。但是，这将增加枪机框在开锁前自由行程阶段的运动阻力，即附加摩擦阻力。

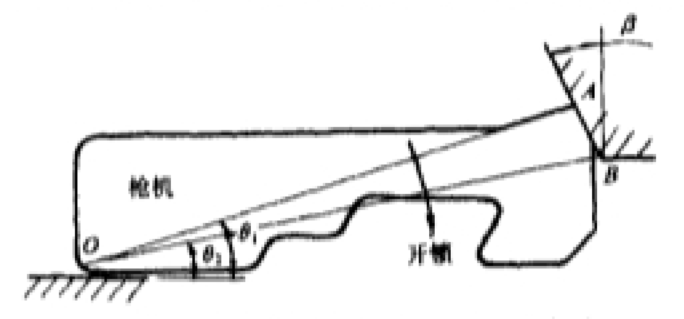


图 2—17　偏转式闭锁机构灵活性条件

对枪机偏转式闭锁机构运动灵活性分析：

枪机偏转式闭锁机构的闭锁支撑面面积是根据壳机力大小，按挤压强度条件确定的。为此，在开锁前，枪机闭锁支撑面应与机匣支撑面贴合。为保证开、闭锁动作灵活，枪机支撑面 AB(如图 2—17 所示)段各接触点都应当自由地转进或转出，即要求 $\angle OAB \geqslant 90°$，于是得到开、闭锁灵活的条件为

$$\beta \geqslant \theta_1 \tag{2-69}$$

枪机横向尺寸(图中为高度)一般不宜过大，所以，满足灵活性条件的枪机一般都较长，这将使闭锁机构刚度降低。

从抛壳可靠性角度分析枪机偏转角 γ：

开、闭锁时枪机轴线偏转的角度称为枪机偏转角，以 γ 表示。由图 2—17 看出，开锁时为了使枪机上 A 点不与机匣上 B 点相碰，γ 角应当大于 $\angle AOB$，即：

$$\gamma > \theta_1 - \theta_2 \tag{2-70}$$

但是，γ 角也不能过大。因为要保证可靠发射（不断壳），闭锁后弹底窝镜面应完全与弹壳底平面贴合，这样开锁后弹底窝镜面也要相应偏转 γ 角。当 γ 较大时，开锁后弹底窝镜面与弹壳底平面之间的夹角相应也大，这将使抱壳不可靠，抛壳不力，抛壳方向不定，从而影响抛壳可靠性。一般 γ 角取在 1°30′ 至 3°之间。这样，在枪机横向尺寸一定条件下，要保证枪机具有一定的刚度，闭锁支撑面的 AB 长度就得短，相应闭锁支撑面积就要小。换句话说，枪机偏转式闭锁机构不宜用在发射大威力枪弹的武器中。

对枪机偏转式闭锁机构的评价：

优点是结构简单，加工方便。

缺点是：① 支反力不对称，有动力偶，对射击精度不利；② 闭锁支撑面积受回转角 γ、刚度 k 及侧向分力 F_c 的制约不能太大，只适宜使用小威力枪弹的武器采用；③ 枪机长度 x 一般较大，不宜采用冲铆机匣，武器质量相对较大，对机动性不利；④ 一般不采用自锁，有自开锁趋势，需另加限制面，在开锁前有附加摩擦。为便于设计参考，表 2—3 列出几种枪机偏转闭锁机构的几何尺寸。

表 2—3　几种枪机偏转闭锁机构的几何尺寸

武器名称	枪机尾部偏转方向	枪机长度 l/mm	枪机横向尺寸 b/mm		卡槽深度 h/mm	闭锁支撑面倾角 β	回转角 r
			宽度	高度			
56式半自动步枪	下	90 9	19 5	16 5	2 5	16	1 62′
53式重机枪	右	105 8	24	18 5	5	12°15′	2 75
67式两用机枪	上	104	21 9	26	4 5	18	2 95

(2) 闭锁片偏转式闭锁机构。为了克服枪机偏转式闭锁机构的缺点，自动武器设计工作者研制出闭锁片偏转式闭锁机构，使用这种闭锁机构的武器实例及结构原理简图详见表 2—1 图 7。

闭锁片偏转式闭锁机构主要由机体（枪机框）、机头、对称布置在机头两侧的两个闭锁片及枪管和机匣的有关部分组成。它经历了由长闭锁片（54 式 12.7 高射机枪等）向短闭锁片（77 式 12.7 高射机枪）的一个发展、完善过程，是一种较好的闭锁机构。77 式 12.7 高射机枪的开、闭锁工作原理是：机体上闭锁斜面将闭锁片撑开、支撑在机匣两侧的闭锁卡槽实现闭锁；由于该枪闭锁支撑面倾角 $\beta=32°$ 不能自锁，通过机体上楔形体进入两闭锁片中间将其撑住来保证可靠发射；本枪机体上没有开锁斜面，其开锁动作是靠闭锁支撑面的自开锁分力完成的。总括起来，闭锁片偏转式闭锁机构具有如下特点。

优点：① 两片闭锁片对称地支撑在机匣两侧，所以支反力对称，对射击精度有利；② 开、闭锁过程枪机不偏转，对抱壳与抛壳影响不大，短闭锁片式闭锁机构刚度较大，也可采用冲铆机匣；③ 结构简单，维修方便。

缺点：① 闭锁片不与枪机固连易漏装，对可靠性不利；② 长闭锁片式的闭锁刚度较差。

为便于设计参考，表 2—4 中列出了几种闭锁片偏转闭锁机构尺寸。

表 2—4　几种闭锁片偏转闭锁机构尺寸

武　器　名　称	闭锁片长度 l/mm	闭锁片偏转角 γ/°	闭锁支撑面倾角 β/°	闭锁支撑面面积 s/mm²
56 式轻机枪	65 45	2 25	5 75	34 8
58 式轻机枪	65 6	3	8	68
54 式 12 7 高射机枪	94 5	3 72	7 75	152
77 式 12 7 高射机枪	36	10	32	162

（3）卡铁偏转式闭锁机构。捷克 58 式冲锋枪和 59 式通用机枪均采用这种闭锁机构，结构简图见表 2—1 图 8。这种闭锁机构的主动件是枪机框，从动件是闭锁卡铁，开、闭锁动作由枪机框上的开、闭工作面控制卡铁绕枪机上定点上、下转动来完成。下面简述其工作特点：① 闭锁支撑面在机匣两侧导轨上对称布置，无附加力矩，对精度有利；② 卡铁位于枪机前部、且其长度短，闭锁刚度好，可以采用冲铆机匣；③ 枪机、卡铁与机匣三个支撑面均为圆弧，开、闭锁动作灵活；④ 卡铁质量轻，开、闭锁过程消耗能量少；⑤ 枪机框后坐直接带动枪机，不通过卡铁，不影响卡铁强度；⑥ 卡铁与枪机联为一体（点铆可转动），不可拆，不易漏装；⑦ 设有枪机缓冲簧，能消除枪机惯性后坐使卡铁偏转带来的楔紧。

总的来说，这种闭锁机构是目前通过中间零件闭锁的诸机构中比较成功的一个。

3. 枪管偏移式闭锁机构

枪管偏移式闭锁机构只能用在管退式武器中，实例是 54 式手枪，结构简图参看表 2—1 图 9。由于这种闭锁机构的枪管在射击时偏移，影响射击精度，现在设计武器已很少采用，故在此不作详细介绍。

4. 横动式闭锁机构

横动式闭锁机构有：枪机横动、楔闩横动和滚柱横动三种。

（1）枪机横动式闭锁机构。在枪机横动式武器中，打开和关闭弹膛是枪机框控制枪机作与枪膛轴线垂直或接近垂直的运动完成的。这种闭锁机构适用于大口径管退式火炮，如 37 高射自动炮，也可用于大口径导气式枪，如 59 式 12.7 航空机枪（其结构简图见表 2—1 图 10）。

59 式 12.7 航空机枪的枪机只起关闭枪膛和承受壳机力的作用，推弹进膛、抽壳与抛壳另有专门的推弹除壳器完成。该枪闭锁支撑面与机匣横截面有 5°倾角，可减小原始弹底间隙并改善抽壳条件。

这种闭锁机构的优点是：枪机轴向尺寸短，有利于减小机匣长度；枪机靠近枪管尾端，承载长度短，因而闭锁机构刚度大；闭锁支撑面积可设计得较大，有利于发射大威力弹药。其缺点是武器横向尺寸较大，不适宜手提式武器采用。

（2）楔闩横动式闭锁机构。通过中间件楔闩横动实现枪机与机匣扣合，并支撑壳机力作用的闭锁机构称为楔闩横动式闭锁机构。这种闭锁机构可用于管退式武器（如美勃朗宁重机枪），也可用于导气式武器（如日九九式轻机枪）。其优点是：① 楔闩质量较小，开、闭锁过程消耗能量少；② 楔闩可设计在靠近枪管尾端不远处，可提高闭锁机构刚度，也可采用冲铆机匣。缺点是受力不对称，横向尺寸稍大。

（3）滚柱横动式闭锁机构。利用滚柱横向运动使机头与枪管（或机匣）扣合或解脱扣合的闭锁机构称为滚柱横动式闭锁机构，简称滚柱式闭锁机构。这种闭锁机构可用于管退式武器中（如德 MG—42 机枪），具体结构详见表 2—1 图 12 和图 3。

滚柱式闭锁机构除了具有前述中间零件（如闭锁片、卡铁、楔闩等）闭锁机构的诸种优点之

外，还有开、闭锁动作灵活、耗能少的突出优点，是一种性能优良的闭锁机构。目前主要在德国自动武器中采用，我国自动武器中还未见实例。

§ 2.4 闭锁支撑部分的结构与强度设计

闭锁机构设计一般分结构方案拟制、支撑部分的结构与强度设计、开闭锁工作面设计等步骤。结构方案是在全枪总体方案基础上，参考同类成功武器结构，按照对其提出的设计要求拟制。在此之后应当先进行支撑部分的结构与强度设计，以便为后续设计提供必要的数据。支撑部分结构形状与尺寸确定的依据是强度计算，因为射击时该处承受很大的壳机力作用。具体设计分两步进行：第一步先按静强度初定形状与尺寸，此时壳机力可用估算值；第二步进行承载构件的疲劳寿命估算，所用壳机力数据应按本章 § 2.2 节介绍的壳机力计算方法计算。

2.4.1 壳机力的计算方法

在闭锁支撑部分的结构形状与尺寸按静强度方法计算时，因壳机力 F 计算所需的尺寸数据尚未确定，此时可用下述壳机力估算方法。

一、断壳假设的壳机力估算

这种计算方法的出发点是当弹壳发生横断时，膛内火药气体压力对弹壳的作用面积增大，为了确保闭锁支撑部分不在此种情况下损坏，壳机力采用最大膛压 p_m 与弹膛底部内径 d_i 的乘积来估算，壳机力 F 表达式为

$$F = \frac{\pi}{4} d_i^2 p_m \tag{2-71}$$

式(2－71)算出的 F 值偏大，设计采用时应注意。

二、弹膛开纵槽情况的壳机力估算

德 G3 自动步枪的自动方式为半自由枪机，采用大于界限长度的大威力枪弹，为了使弹壳在较高膛压下移动，弹膛内刻有 12 条纵槽，如图 2－18 所示。

由于弹头离开弹壳口之后槽内充满火药气体，从而增大了弹壳向后移动的力，近似估算时可用纵槽尾端弹膛横截面积与最大膛压 p_m 的乘积来代替，即

$$F = \frac{\pi}{4} d_{ip_1}^2 p_m \tag{2-72}$$

式中，d_{ip_1} 为纵槽尾端处弹膛内径，也可用弹膛第一锥体的平均直径代替。

图 2－18 弹膛刻纵槽时壳机力估算

三、用膛底作用力 P 代替 F

膛底作用力 P 是使弹壳向后移动的力，若不计贴膛阻力 F_t，用 P 代替 F 的设计结果偏于安全，其值可用式(2－24)计算。

另外，需要说明的是在自动武器闭锁机构强度设计中，曾有人采用刚性弹壳假设来计算壳机力，即用线膛截面积与最大膛压 p_m 的乘积估算 F 值。这种方法由于不符合弹壳为薄壁弹塑

性体的实际情况，建议设计者不要采用。除此之外，其余三种壳机力估算方法都可酌情选用。

2.4.2 回转式闭锁支撑突笋的结构设计与冲击疲劳寿命估算

以往回转式闭锁支撑突笋的结构与强度设计采用先凭经验初步给定突笋形状与尺寸，而后用静强度理论校核强度的方法，此法属静强度正面设计问题。这种方法使用简单，但是设计误差较大。另一种方法是先依据壳机力按静强度理论初定突笋形状与尺寸，而后进行冲击疲劳寿命估算。这种方法符合闭锁突笋承载实际，并且能在设计阶段预计使用寿命，提倡采用。

一、回转式闭锁支撑突笋的结构设计

1. 支反力与许用应力

不同的闭锁支撑面形状，其支反力 N_z 的计算方法也不同。下面按直面式和螺旋面式分别介绍。

直面式，如图 2－19(*a*)所示的 M16 枪机：设各凸笋的支撑面积 S_i 相等，且各凸笋呈轴对称分布，若采用式(2－24)计算出的膛底作用力 P 近似代替壳机力 F 的最大值，则各凸笋上的支反力 N_z 为

$$N_z = \frac{P}{n} \qquad (2-73)$$

式中，n 为枪机闭锁凸笋数。

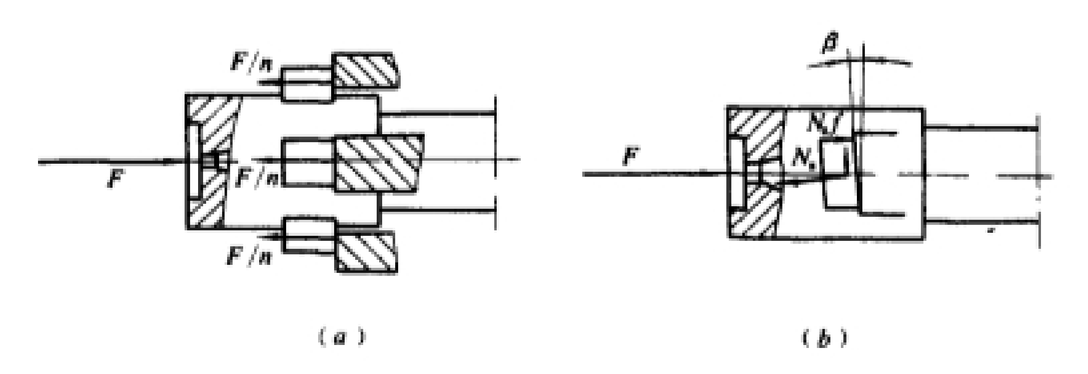


图 2－19 闭锁凸笋支反力计算

(*a*) 直面式；(*b*) 螺旋面式

螺旋面式(如 56 式冲锋枪)：先将闭锁支撑面的螺旋面以凸笋高度的平均半径展开，并画出膛底作用力 P 与支反力 N_z、$N_z f$，如图 2－19(*b*)所示。由轴向力平衡条件得

$$N_z = \frac{P}{n(\cos\beta + f\sin\beta)} \qquad (2-74)$$

式中，n 为突笋数；β 为支撑面螺旋角；f 为摩擦系数。

许用应力的计算：由于枪用材料为弹塑性材料，为了保证规定的闭锁间隙，闭锁机构在使用中不允许发生塑性变形，所以许用应力应以材料屈服极限 σ_s 为基准来确定。若设$[\sigma]_r$、$[\sigma]_j$、$[\tau]$分别表示拉伸许用应力、挤压许用应力、剪切许用应力，则有

$$\left.\begin{aligned} [\sigma]_r &= \frac{1}{2}\sigma_s \\ [\sigma]_j &= 1.5 \sim 1.7[\sigma]_r \\ [\tau] &= 0.75[\sigma]_r \end{aligned}\right\} \qquad (2-75)$$

2. 结构尺寸计算

(1) 按挤压强度确定支撑面积。设 S_z 为总支撑面积，S_i 为单个凸笋的支撑面积，则有

$$\left.\begin{aligned} S_z &= \frac{P}{[\sigma]_j} \\ S_t &= \frac{N_z}{[\sigma]_j} \end{aligned}\right\} \tag{2-76}$$

(2) 枪机凸笋底圆直径 D 的计算。如图 2—20 所示。先根据枪弹底圆直径 D_A，留出适当间隙定出弹底窝直径 D_w，再考虑 1.5～2mm 边厚，则凸笋底圆直径 D 为

$$D = D_w + 3 \sim 4(\text{mm}) \tag{2-77}$$

(3) 闭锁凸笋宽度 b 及其对应圆心角 θ。设凸笋宽度为 b，b 对应圆心角为 θ，凸笋高度为 h。在凸笋尺寸初定时可近似取

$$bh = s_t \tag{2-78}$$

当枪弹和枪机材料确定后，总支撑面积 S_z 基本确定。在 S_z 较大时，为了既满足承载能力又不过分增大枪机横向尺寸，可通过增加凸笋数和增大宽高比的办法来解决，一般取 $b>h$。如果取

$$\frac{b}{h} = c = 1.2 \sim 1.5 \tag{2-79}$$

则

$$b = \sqrt{cS_t} \tag{2-80}$$

$$\theta = 2\arcsin\frac{b}{D} \tag{2-81}$$

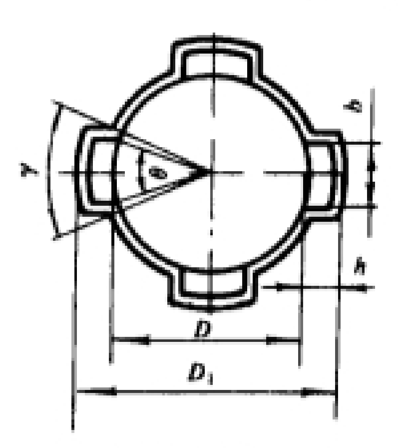


图 2—20 枪机突笋尺寸确定

(4) 机匣凸笋槽宽度 b' 与枪机回转角 γ。机匣凸笋槽是枪机凸笋通过的让位槽，其宽度 b' 应稍大于枪机凸笋宽度 b，即二者之间应留出一定间隙，以便在特种条件下开、闭锁动作灵活可靠。枪机回转角 γ 是枪机由开锁状态转入闭锁状态，或由闭锁状态转入开锁状态时，凸笋上任一点所回转的角度，其值为 b' 对应的圆心角。由于 $b'>b$，所以 $\gamma>\theta$。

(5) 枪机凸笋外径 D_1 与凸笋高度 h。由闭锁动作关系可列出如下方程

$$\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D^2)\frac{n\gamma k}{360°} = S_z \tag{2-82}$$

式中，n 为突笋数；k 为考虑枪机凸笋形状的修正系数，其含义可通过下面分析得知。为分析方便，将枪机凸笋与机匣让位槽关系单独放大画出，如图 2—21 所示。

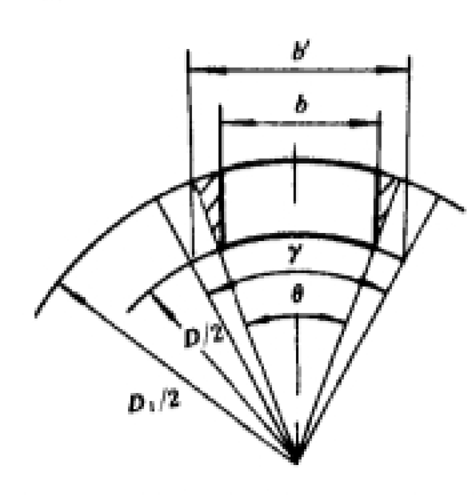


图 2—21 枪机凸笋与机匣让位槽关系

由 θ 为圆心角，$D_1/2$ 与 $D/2$ 为半径的扇形面积分别为：$A_1=\frac{1}{8}D_1^2\theta$；$A_2=\frac{1}{8}D^2\theta$。

由 γ 为圆心角，$D_1/2$ 与 $D/2$ 为半径的扇形面积分别为：$A_3=\frac{1}{8}D_1^2\gamma$；$A_4=\frac{1}{8}D^2\gamma$。

图 2—21 中阴影部分的近似面积为：$A_5=\frac{\theta}{8}(D_1-D)^2$，这部分面积在枪机加工时已铣削掉了。所以单个凸笋的实际支撑面积为 $S_t=A_1-A_2-A_5=\frac{\theta D}{4}(D_1-D)$。

经过上述分析可得出修正系数 k 的含义为：枪机闭锁凸笋有效支撑面积 S_t 与其回转 γ 角所形成的理论支撑面积 (A_3-A_4) 之比，表达式为

$$k = \frac{S_t}{A_3 - A_4} = \frac{2\theta D}{\gamma(D_1 + D)} \tag{2-83}$$

将式(2－83)代入式(2－82)，得

$$D_1 = \frac{720S_z}{\pi n\theta D} + D \tag{2－84}$$

凸笋高度为

$$h = \frac{D_1 - D}{2} = \frac{360S_z}{\pi n\theta D} \tag{2－85}$$

(6) 按抗剪强度确定凸笋长度 l。设单个凸笋面积为 S_n，凸笋宽度为 b、长度为 l，则剪切面积为

$$S_n = bl$$

由剪切强度条件

$$\frac{N_z}{S_n} \leqslant [\tau]$$

得

$$l \geqslant \frac{N_z}{b[\tau]} \tag{2－86}$$

例 1 已知 56 式 7.62 枪弹的最大膛压 $p_m = 280\text{N/mm}^2$，弹壳一锥内径 $d_1 = 9.6\text{mm}$．弹壳底缘直径 $D_A = 11.35\text{mm}$；枪机材料为 30CrMnSiA，其屈服极限 $\sigma_s = 900\text{N/mm}^2$。试设计四凸笋的直面式回转枪机。

解 (1) 求 P、N_z 与 $[\sigma]_j$、$[\tau]$ 将已知数据 p_m 与 d_1 代入式(2－24)，得

$$P = \frac{\pi}{4} d_1^2 p_m = 19639\text{N}$$

将 $n = 4$ 与 P 计算值代入式(2－73)，得

$$N_z = \frac{P}{n} = 4910\text{N}$$

将枪机材料屈服极限 σ_s 代入式(2－75)，得

$$[\sigma]_j = 1.6[\sigma]_r = 720\text{N/mm}^2$$

$$[\tau] = 0.75[\sigma]_r = 337.5\text{N/mm}^2$$

(2) 按挤压强度确定支撑面积 S_z 与 S_1 将前面计算出的 P、N_z、$[\sigma]_j$ 代入式(2－76)，得

$$S_z = \frac{P}{[\sigma]_j} = 27.3\text{mm}^2$$

$$S_1 = \frac{N_z}{[\sigma]_j} = 6.8\text{mm}^2$$

(3) 计算 D、b、D_1 与 h 由 $D_A = 11.35\text{mm}$，留 0.65mm 直径间隙，则 $D_w = 12\text{mm}$；取壁厚为 2mm，由式(2－77)得

$$D = D_w + 4 = 16\text{mm}$$

取 $b/h = c = 1.5$，则由式(2－80)、(2－81)得

$$b = \sqrt{cS_1} = 3.2\text{mm}$$

$$\theta = 2\arcsin\frac{b}{D} = 23.1^\circ$$

取 $b' = 3.46\text{mm}$，则其对应圆心角(即枪机回转角)$\gamma = 25^\circ$。

将有关数据代入式(2－79)与式(2－80)得

$$D_1=\frac{720S_z}{\pi n\theta D}+D=20.2\text{mm}$$

$$h=\frac{D_1-D}{2}=2.1\text{mm}$$

(4) 按剪切强度计算凸笋长度 l　由式(2－81)得

$$l=\frac{N_z}{b[\tau]}=4.6\text{mm}$$

二、回转闭锁凸笋的冲击疲劳寿命估算

1. 载荷性质与失效类型

由壳机力 F 的实验和理论计算结果(图 2－11)可以看出，在一个射击循环中，$F-t$ 曲线的变化规律为脉动式。又经对枪机试件的应变－时间(即 $\varepsilon-t$)曲线分析，得知壳机力为冲击载荷。所以，回转式闭锁支撑凸笋射击时承受交变冲击载荷作用。根据疲劳理论，机械结构在交变冲击载荷作用下，其失效类型为冲击疲劳。

2. 冲击疲劳强度设计与寿命估算

目前，由于枪用材料的冲击疲劳数据不多，在枪机闭锁凸笋强度设计与寿命估算时可采用如下两种方法。

(1) 模拟试验－经验公式法。该方法是通过设计模拟试件(对大构件)或直接用构件本身(对小构件)，在冲击疲劳试验机上，按待测构件的工况(工作载荷和环境状况)进行模拟试验；试验数据经统计处理，建立应力 σ 与使用寿命 N 之间的经验公式，然后再依此式进行结构冲击疲劳强度设计与寿命预测。这种方法可以应用模拟试验进行方案优化，可以用所得经验公式估算使用寿命和确定许用应力。由于这种方法需要试验设备和专门技术，这里不作详细介绍，需要时可参考文献[4]。

(2) 静强度设计疲劳校核法。该方法的基本思想是：先用通常的静强度设计方法初步确定凸笋的结构尺寸(如前所述)，而后按下面介绍的修正的兰根方程对凸笋的冲击疲劳寿命进行计算，并与武器规定的寿命作比较，以判断所设计凸笋的冲击疲劳强度是否满足规定寿命要求。若计算的凸笋寿命比武器规定寿命大得多或小得多，应对主要影响因素，如材质、机加工艺、热处理规范、结构形状等进行适当调整，直至最后达到满意强度为止。

3. 兰根方程的解题步骤与示例

为了求解冲击疲劳寿命，我们对兰根方程进行了修正。修正的兰根方程为

$$N=\left[\frac{E\ln\dfrac{1}{1-\varphi}}{4(nKK_d\sigma_a-\beta\varepsilon_s K_c\sigma_F}\right]^2 \tag{2-87}$$

下面介绍修正的兰根方程的解题步骤和参数确定方法。

(1) 求虚拟应力幅 σ_a。因闭锁凸笋的应力水平一般不高，断口的残留变形不大，属于小变形，故可用塑性力学的全量理论求全应变 ε_t，即

$$\varepsilon_t=\varepsilon_i=\frac{\sigma_i}{E'} \tag{2-88}$$

式中，σ_i 为应力强度，ε_i 为应变强度，E' 为 σ_i 与 ε_i 的比例系数。

应力强度 σ_i 可用主应力或直角坐标应力求出，即

$$\sigma_i=\frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2+6(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2)}$$

$$=\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2} \quad (2-89)$$

在求出 σ_t 之后，按米赛斯(Mises)屈服条件

$$\sigma_t=\sigma_s \quad (2-90)$$

判定计算区间。式中，σ_s 为材料屈服极限，当 $\sigma_t<\sigma_s$ 时，在弹性区。此时式(2—88)中的 E' 等于弹性模量 E(即 $E'=E$)，于是得到全应变表达式

$$\varepsilon_t=\frac{\sigma_t}{E} \quad (2-91)$$

当 $\sigma_t\geqslant\sigma_s$ 时，在塑性区。此时，可根据单一曲线假设，在材料拉伸曲线图上(如图 2—22)，按 σ_t 在曲线上找出一点 A，则 A 点与坐标原点连线的斜率即为 E' 值，A 点的横坐标即为 ε_t 值。求得 ε_t 之后，即可按下式求出虚拟应力幅 σ_a

$$\sigma_a=\frac{E\varepsilon_t}{2} \quad (2-92)$$

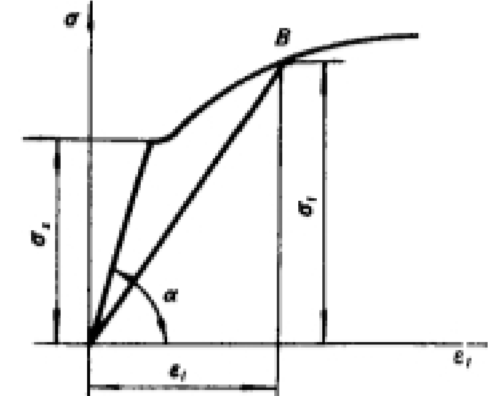


图 2—22 由材料拉伸曲线求 ε_t 值

对于自动武器，因为构件设计应力均在弹性范围内，σ_a 即为名义应力的 1/2。

(2) 求有效应力集中系数 K

$$K=1+q(\alpha-1) \quad (2-93)$$

式中，q 为缺口灵敏系数，α 为理论应力集中系数。

q 值可根据枪机材料强度极限 σ_b，或屈强比 σ_s/σ_b 及缺口半径查图 2—23 得出。

理论应力集中系数 α 值可按枪机闭锁凸笋的结构尺寸和承载情况用有限元法计算；或用光弹法实验确定；当不具备上述条件时也可查应力集中手册得到，如查图 2—24。

(3) 求动载系数 K_d。对以膛底作用力代替壳机力 F 的情况，K_d 可取 1.5～2。

(4) 选择安全系数 n。安全系数 n 又叫强度储备系数，其值与应力计算精度、材料均匀性及零件加工质量有关。当应力计算精确、材质均匀、加工质量较好时，$n=1.3\sim1.4$；一般时，$n=1.4\sim1.7$；较差时，$n=1.7\sim3.0$。

(5) 确定材料疲劳极限幅 σ_F。由于目前枪用材料的冲击疲劳极限值不易查找，在进行枪机闭锁凸笋冲击疲劳强度设计与寿命估算时，只能用 $K_c\sigma_F$ 来代替。表 2—5 列出几种枪用材料的疲劳极限值。当手头没有所用材料的疲劳极限值时，可用下面近似公式来估算。

结构钢对称循环的疲劳极限[5]

$$\left.\begin{aligned}&\text{拉压}\quad \sigma_{1l}=0.23(\sigma_s+\sigma_b)\\&\text{弯曲}\quad \sigma_{-1}=0.27(\sigma_s+\sigma_b)\end{aligned}\right\} \quad (2-94)$$

结构钢脉动循环的疲劳极限[5]

$$\left.\begin{aligned}&\text{拉压}\quad \sigma_{0l}=1.42\sigma_{-1l}\\&\text{弯曲}\quad \sigma_0=1.33\sigma_{-1}\\&\text{扭转}\quad \tau_0=1.50\tau_{-1}\end{aligned}\right\} \quad (2-95)$$

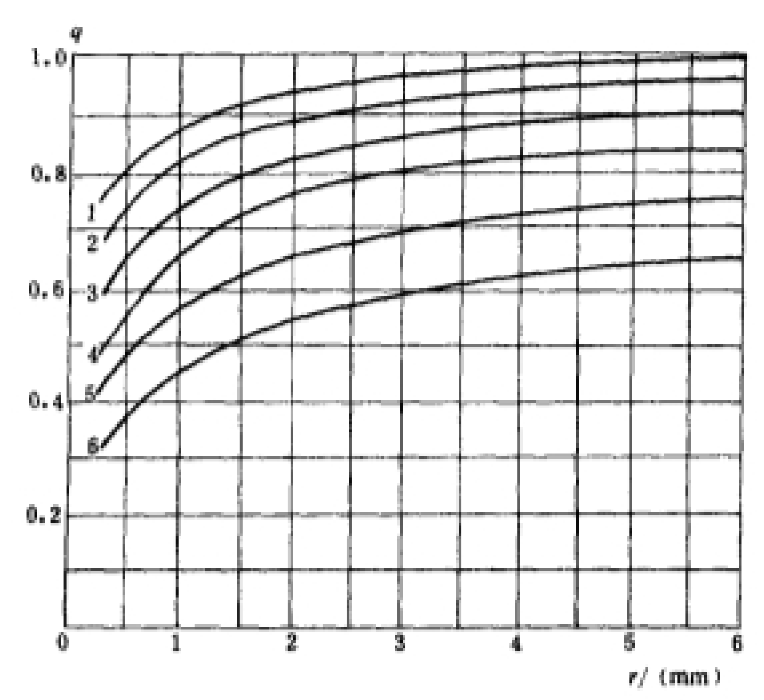


图 2－23　钢材的缺口灵敏系数

1－σ_b=1300N/mm² 或 σ_s/σ_b=0 95；2－σ_b=1200N/mm² 或 σ_s/σ_b=0 9；3－σ_b=1000N/mm² 或 σ_s/σ_b=0 8；4－σ_b=800N/mm² 或 σ_s/σ_b=0 7；5－σ_b=600N/mm² 或 σ_s/σ_b=0 6；6－σ_b=400N/mm² 或 σ_s/σ_b=0 5

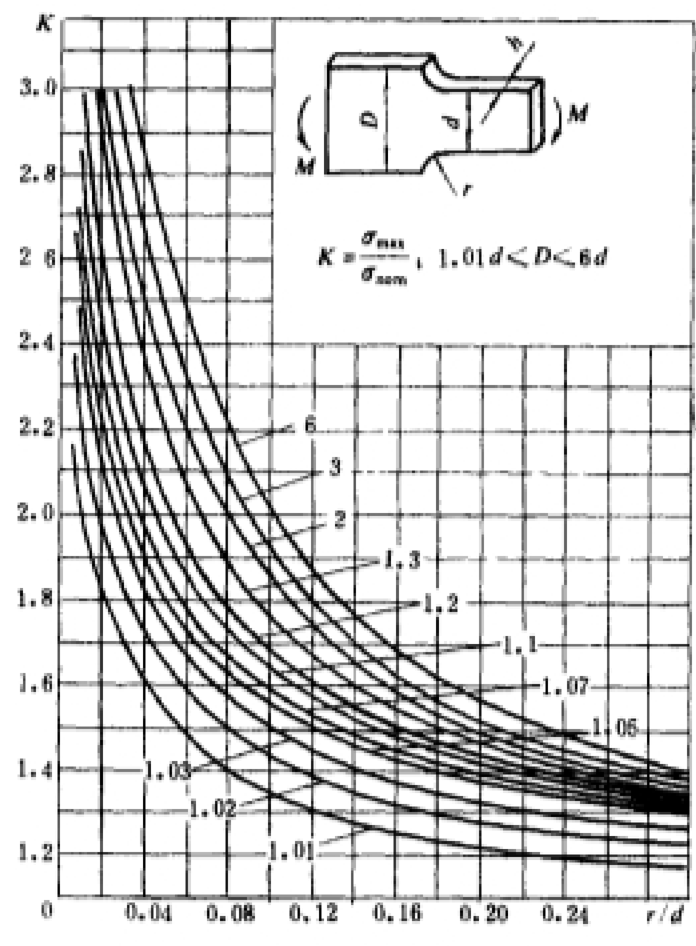


图 2－24　闭锁突笋理论应力集中系数

表 2－5　合金钢弯曲疲劳极限

材 料 牌 号	热 处 理 状 态	疲劳极限 σ_{-1}/MPa	试样直径 d/mm
30CrMnSiA	880～900 C淬油 610 C回火	421 4	6
30CrMnSiA	880～900 C淬油 550 C回火	490	6
30CrMnSiA	880～900 C淬油 490 C回火	539	6
30CrMnSiA	880～900 C淬油 420 C回火	568 4	6
30CrMnSiA	800～900 C淬油 200 C回火	661 5	6
40Cr	840～860 C淬油 500 C回火	524 3	6
40Cr	840～860 C淬油 390 C回火	662 5	6
40Cr	840～860 C淬油 200 C回火	632 1	6
40MnB	840℃淬油 480 C回火	509 6	6
40MnB	840 C淬油 360 C回火	676 2	6
40MnB	840 C淬油 200 C回火	617 4	6

(6) 确定冲击疲劳极限系数 K_c

$$\left.\begin{array}{ll}\text{退火钢} & K_c=1.14\sim1.19;\\ \text{正火与高温回火钢} & K_c=0.97\sim1.01;\\ \text{中温回火钢} & K_c=0.90\sim0.91;\\ \text{低温回火钢} & K_c=0.80\sim0.91\end{array}\right\} \quad (2-96)$$

(7) 尺寸系数 ε_σ。考虑到疲劳试件尺寸和实际构件尺寸差异对疲劳强度的影响，引入尺寸修正系数 ε，对正应力引起的以 ε_σ 表示，剪切应力引起的以 ε_τ 表示。尺寸系数值比较分散，对于

枪机这样的小零件，可查图 2－25 得到。

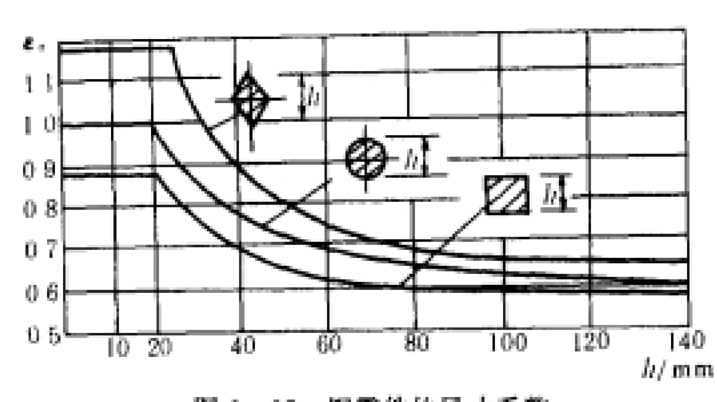


图 2－25　钢零件的尺寸系数

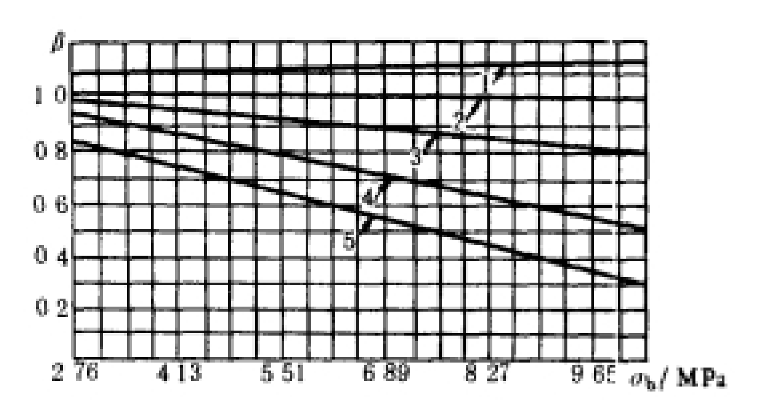


图 2－26　钢材的表面加工粗糙度系数

1－抛光 0.05 以上；2－磨削 0.2～0.1；3－精车 1.6～0.4；4－粗车 12.5～3.2；5－轧削。

(8) 表面加工粗糙度系数 β。考虑试件表面与实际构件表面加工粗糙度对疲劳强度的影响，引入表面加工粗糙度系数 β。有研究结果证明，钢构件表面加工粗糙度系数 β，除与加工方法有关外，还与材料的拉伸强度极限 σ_b 有关，σ_b 愈高 β 值愈大。具体计算时可查图 2－26。

例 2　用修正的兰根方程计算例 1 枪机闭锁凸笋的冲击疲劳寿命 N。

(1) 计算凸笋根部名义应力幅 σ_a。前例枪机的四个闭锁凸笋呈轴对称分布，各凸笋的支反力 N_e 均相等。在 N_e 力作用下，凸笋下根部将产生弯曲拉伸应力，而根部剪切面内的切应力分布在表层为零。考虑到疲劳裂纹主要起始于高应力集中的棱角表面，且在拉应力作用下裂纹才能不断扩展，为此应计算凸笋根部的弯曲拉应力 σ_A。

为计算方便，将例 1 枪机闭锁凸笋的结构尺寸和受载状态画在图 2－27 中。

凸笋根部弯矩 M_A

$$M_A = N_e \frac{h}{2} = 5155.5\text{N} - \text{mm}$$

凸笋截面系数 W_A

$$W_A = \frac{bl^2}{6} = 11.3\text{mm}^3$$

根部弯曲拉应力 σ_A

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_A} = 456.2\text{N/mm}^2$$

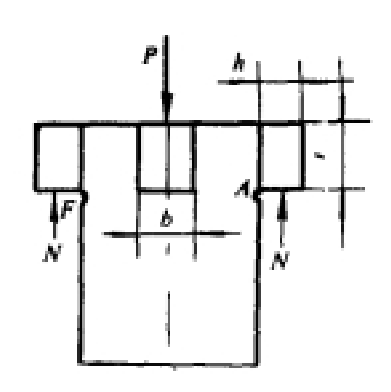


图 2－27　四凸笋枪机的结构与受载简图

由于凸笋根部外层剪切应力为零，可视为纯弯曲，故根部主应力为

$$\sigma_1 = \sigma_A$$
$$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$$

将 σ_1、σ_2、σ_3 值代入式(2－89)，得

$$\sigma_i = \sigma_A = 456.2\text{N/mm}^2$$

因为 30CrMnSiA 材料的屈服极限 $\sigma_s = 900\text{N/mm}^2$，由式(2－90)知 $\sigma_i < \sigma_s$，在弹性范围内。所以

$$\sigma_a = \frac{\sigma_A}{2} = 228.1\text{N/mm}^2$$

(2) 确定有效应力集中系数 K。30CrMnSiA 材料的 $\sigma_b = 1100\text{N/mm}^2$，$\sigma_s = 900\text{N/mm}^2$，

$\sigma_s/\sigma_b \approx 0.8$；若取凸笋根部圆角半径 $r=1\text{mm}$，则依此查图 2—23 得 $q=0.75$。

按凸笋长度 l 和圆角半径 r 查图 2—24，得理论应力集中系数 $\alpha=1.53$。

将 q 与 α 代入式(2—93)，得 $K=1.4$。

(3) 选取动载系数。根据 56 式 7.62 枪弹壳机力测试结果，在 0.4mm 间隙时 F 接近 40000N，将此值与 P 计算值相比，取 $K_d=2$。这样取值与突加载荷动载系数相符。

(4) 确定枪机材料疲劳极限幅 σ_F。按 880℃～900℃淬油，610℃回火的热处理规范，查表 2—5 得 30CrMnSiA 材料的疲劳极限 $\sigma_1=490\text{MPa}$。脉动循环时疲劳极限 $\sigma_0=1.33\sigma_{-1}=652\text{MPa}$。由此得：$\sigma_F=\dfrac{1}{2}\sigma_0=326\text{MPa}$。

(5) 确定 K_c。按中温回火情况，由式(2—96)查得 $K_c=0.90$。

(6) 查尺寸系数 ε_σ。按矩形截面和长度 l 查图 2—25，得 $\varepsilon_\sigma=0.88$。

(7) 查表面加工质量系数 β。按精车加工方法查图 2—26，得 $\beta=0.87$。

(8) 计算凸笋的冲击疲劳寿命 N。将以上数据代入修正的兰根方程式(2—87)，得

$$N=\left[\frac{2.1\times10^5\times\ln\dfrac{1}{1-0.45}}{4(1.5\times1.4\times2\times228.1-0.87\times0.88\times0.90\times326)}\right]^2=28700\text{ 发}$$

由以上分析说明，修正的兰根方程反映了影响结构疲劳强度的主要因素，并且所用数据取之方便，具有一定的计算精度，在结构强度设计时可用来进行疲劳寿命估算。

2.4.3 偏转式闭锁机构支撑部分的结构与强度设计

在闭锁机构的结构分析时已经说明，偏转式闭锁机构的支撑面倾角 β 一般都大于摩擦角 ρ，即不采用自锁结构。为了不使枪机在壳机力作用下自行开锁，这类闭锁机构均设计有限制枪机自行开锁的工作面，简称限制面。射击过程中，不仅在闭锁支撑面上有支反力 N_{s1} 作用，而且在限面上还受到支反力 N_{s2} 的作用，受力分析如图 2—28 所示。

由于枪机偏转式闭锁机构在壳机力作用下，支撑面和限制面上受到挤压载荷 N_{s1} 与 N_{s2} 的作用，在结构设计时应当按挤压强度确定支撑面面积和限制面面积。

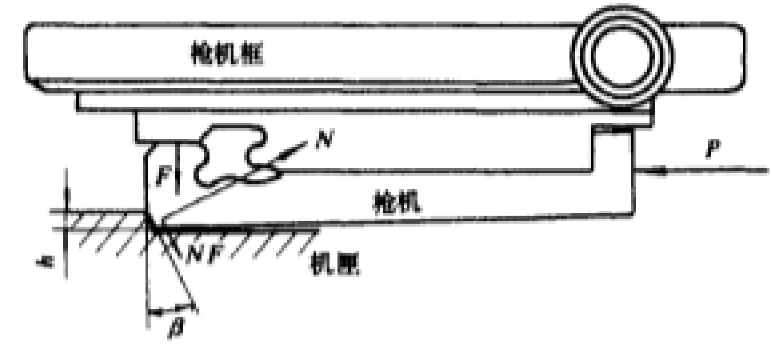


图 2—28　枪机偏转式闭锁机构受力分析

如果以膛底作用力 P 近似代替壳机力 F，将图 2—28 各力水平投影得到

$$P=N_s(\cos\beta+f\sin\beta) \quad (2-97)$$

解出 N_s

$$N_{s1}=\frac{P}{\cos\beta+f\sin\beta} \quad (2-98)$$

将图 2—28 各力在垂直方向投影，得

$$N_{s2}=N_{s1}(\sin\beta-f\cos\beta) \quad (2-99)$$

将式(2—98)代入式(2—99)，得

$$N_{s2}=P\,\frac{\sin\beta-f\cos\beta}{\cos\beta+f\sin\beta} \quad (2-100)$$

设 S_s 为闭锁支撑面面积，S_x 为限制面面积。挤压许用应力$[\sigma]$，由式(2—75)确定。则

$$S_x \geqslant \frac{N_{x1}}{[\sigma]_j} \qquad (2-101)$$

$$S_x \geqslant \frac{N_{x2}}{[\sigma]_j} \qquad (2-102)$$

根据疲劳理论，疲劳裂纹只有在拉应力作用下才能扩展。枪机偏转式闭锁机构的支撑面和限制面上只产生压缩应力，故不需要进行疲劳强度校核。

关于闭锁片偏转和卡铁偏转等类闭锁机构的结构强度设计，读者可根据具体结构与承载情况按前述方法处理，此处不详述。

2.4.4 滚柱式闭锁支撑部分的接触强度与接触疲劳寿命

德 MG－42 机枪射击时，壳机力由滚柱、机头和节套的闭锁支撑面(平面)承受。由于滚柱与平面为线接触，实际承载面积很小，所以使接触处的峰值应力很高，这种应力称之为接触应力。这种应力具有明显的局部特征，接触区的应力很高，非接触区应力很小。由于接触处微元体处于三向应力状态，并受周围弹性体的包围，虽然局部承受大大高于材料屈服极限的应力作用，在接触处也不发生塑性变形。经试验证实，钢材不屈服的最大接触应力 σ_{max} 可达其屈服极限 σ_s 的 5 倍，即 $\sigma_{max} \doteq 5\sigma_s$。这说明在相同材料和相同热处理状态条件下，构件承受接触应力的强度(简称接触强度)明显地高于其它类载荷的强度。

在一个射击循环中，闭锁支撑面承受的接触应力呈脉动式规律变化。在一支枪的寿命期内，闭锁支撑面承受着重复变化的接触应力作用。根据疲劳理论，其失效形式为接触疲劳。这类疲劳破损过程是经过多次循环接触应力作用后，先在部分工作面上产生小片或小块金属剥落，形成麻点或凹坑，使工作产生噪音、振动，而加速接触面磨损，直至零件不能完成正常工作为止。

接触构件强度设计步骤是：① 计算接触应力；② 按接触静强度确定结构尺寸；③ 计算接触疲劳寿命。

一、接触应力与接触疲劳寿命计算

1. 接触应力计算

(1) 滚柱与内凹面接触。在图 2－29 中，设滚柱承受的总压力为 P，实际接触长度为 l，则单位长度载荷为

$$q = \frac{P}{l} \qquad (2-103)$$

内凹面大圆弧半径为 R、滚柱半径为 r，两接触构件的弹性模量分别为 E_1 和 E_2，则接触处最大应力为

$$\sigma_{max} = 0.418\sqrt{2q\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{R - r}{R \cdot r}} \qquad (2-104)$$

若两接触构件材料相同，即 $E_1 = E_2 = E$ 时，式(2－104)变为

$$\sigma_{max} = 0.418\sqrt{qE\frac{R - r}{R \cdot r}} \qquad (2-105)$$

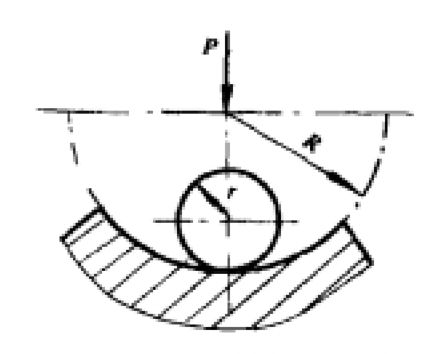


图 2—29 滚柱与内凹面接触

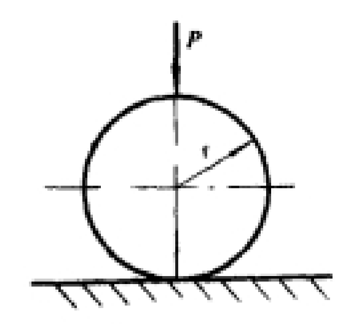


图 2—30 滚柱与平面接触

(2) 滚柱与平面接触。平面相当于曲率半径 $R\to\infty$ 时的曲面(图 2—30)。由此,令式(2—104)中的 $R\to\infty$,则得滚柱与平面接触时接触处的最大应力 σ_{max}

$$\sigma_{max} = 0.418\sqrt{\frac{2q}{r}\,\frac{E_1\cdot E_2}{E_1+E_2}} \tag{2-106}$$

若两接触构件材料相同,即 $E_1=E_2=E$ 时,则式(2—106)简化为

$$\sigma_{max} = 0.418\sqrt{\frac{qE}{r}} \tag{2-107}$$

2. 接触疲劳寿命计算

由接触疲劳试验得到的载荷 P 与循环寿命数 N 之间的关系曲线如图 2—31 所示。

图中 N_0 为接触疲劳极限对应的循环数,其左侧表示有限寿命,右侧表示无限寿命。自动武器的强度设计属有限寿命,在 N_0 左侧的 $P-N$ 曲线可近似表示为

$$P^aN = C \tag{2-108}$$

式中,a 与 c 为实验常数,对一般钢材 $a=3$。由于应力的平方与载荷成比例,式(2—108)可改写为

$$\sigma^6N = C \tag{2-109}$$

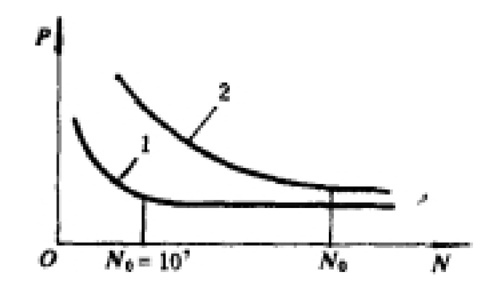


图 2—31 接触疲劳的 $P-N$ 曲线

式中正应力 σ 可用公式 (2—104)～(2—107)计算出的最大接触应力 σ_{max}代入;常数 C 可 按下述方法确定:当 $N=N_0$ 时,式(2—109)中 $\sigma=\sigma_{z0}$。N_0 一般取 10^7,该值对应的接触应力为接触疲劳极限。接触疲劳极限 σ_{z0}一般应由实验测定,若不具备实验条件时,σ_{z0}可用下式近似计算

$$\sigma_{z0} = 2.7\text{HB} - 68.6(\text{MPa}) \tag{2-110}$$

式中,HB 为两接触构件较软一件的布氏硬度值。

将式(2—110)计算出的 σ_{z0}值和 $N_0=10^7$ 代换式(2—109)中的 σ 与 N,即可解出常数 C

$$C = \sigma_{z0}^6N_0 \tag{2-111}$$

最后联解式(2—109)～(2—111),可求出设计构件的接触疲劳寿命。

为了便于掌握接触应力和接触疲劳寿命的计算方法,下面举例予以说明。

例 德 MG—42 机枪闭锁支撑面的接触疲劳寿命计算。

德 MG—42 机枪射击时靠滚柱与枪管节套的相应平面(闭锁支撑面)接触来关闭枪膛,结构原理简图参看本章表 2—1 图 12。该枪使用德 7.9mm 毛瑟枪弹,其中轻尖弹的最大膛压 p_m =314MPa。弹壳底部外径为 10mm。设弹壳壁厚 $t=1.2$mm,则以膛底作用力 P 代替壳机力 F 时,得 $F=14.2$kN。滚柱尺寸如图 2—32 所示。

该枪共有两个相同尺寸的滚柱，以 $\phi9$ 部分的上、下两端圆柱面与枪管节套的闭锁支撑面四处接触，每处接触长度 5mm，总接触长 $l=5\times4=20\text{mm}$。单位接触长度载荷为

$$q=\frac{F}{l}=\frac{14.2\text{kN}}{20\times10^{-3}\text{m}}=0.71\text{MPa}$$

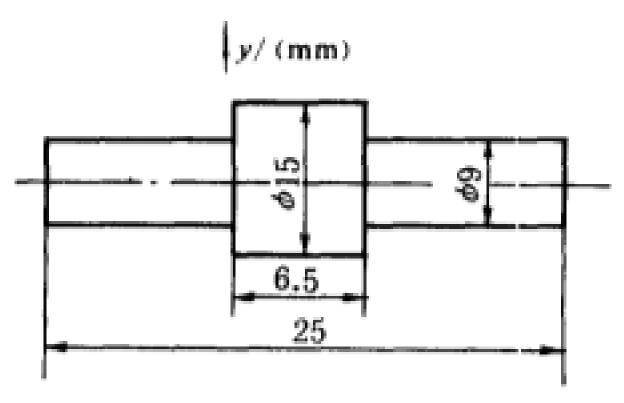


图 2—32 德 MG—42 机枪的滚柱尺寸

实测滚柱硬度 HB=418(应为滚柱表面硬度，这里以轴心硬度暂代)。将以上数据代入式(2—107)、(2—110)、(2—111)及(2—109)，得

$$\sigma_{\max}=0.418\sqrt{\frac{qE}{r}}=2382\text{MPa}$$

$$\sigma_{r0}=2.7\text{HB}-68.6=1060\text{MPa}$$

$$C=\sigma_{r0}^{6}N_0=1.42\times10^{25}$$

$$N=\frac{C}{(\sigma_{\max})^{6}}=77738(\text{发})$$

二、滚柱闭锁支撑部分的接触强度设计

滚柱式闭锁支撑部分的接触强度设计一般按接触静强度设计和接触疲劳强度设计两步进行。

1. 接触静强度设计

(1) 接触许用应力。目前有关自动武器滚柱式闭锁机构的许用应力资料还很少。为便于设计使用，下面给出许用应力的确定原则。若以$[\sigma]_j$表示通用机械的接触许用应力，以$[\sigma]_{jw}$表示自动武器构件的接触许用应力，则$[\sigma]_{jw}$的取值范围为

$$[\sigma]_j<[\sigma]_{jw}<5\sigma_s$$

因为通用机械中的轴承、齿轮和凸轮等一般按无限寿命设计，其许用应力规定的很低。而自动武器构件从机动性要求考虑，一般寿命在 2～3 万发之间，属有限寿命范畴。所以应使$[\sigma]_{jw}$大于$[\sigma]_j$。$[\sigma]_{jw}<5\sigma_s$主要是从不屈服的极限应力要求考虑的。

(2) 接触静强度设计。接触静强度与通常静强度设计方法一样，分接触静强度校核和接触静强度设计两种。前者是根据接触构件材质、形状尺寸和外载荷校核承载能力；后者是根据构件材质、外载荷和静接触强度确定结构尺寸，结构形状一般按所需完成的运动规律确定。

对于图 2—30 所示的滚柱与平面接触情况，其强度判据为

$$\sigma_{\max}\leqslant[\sigma]_{jw}\tag{2—112}$$

将式(2—103)与式(2—107)代入上式，可得到关于滚柱半径 r 和接触长度 l 的关系式

$$lr=\frac{PE}{\left(\frac{[\sigma]_{jw}}{0.418}\right)^2}\tag{2—113}$$

只要先给出 l 与 r 其中一值，另一值即由式(2—113)确定。

以上导出了两接触构件材料弹性模量相同时的尺寸确定公式。对于两接触构件材质不同的情况，读者可自行推导。

2. 接触疲劳强度设计

当按接触静强度确定出两接触构件的有关尺寸之后，还应按式(2—103)、(2—110)、(2—

111)计算接触疲劳寿命，并将此计算寿命与设计任务规定的武器寿命相比较，以判定设计构件的接触疲劳强度是否满足要求。若计算寿命比武器规定寿命高得多或低得多时，可适当调整滚柱与相关构件的接触长度 l 或滚柱接触部分直径，或改变接触构件材料，或调整接触表面硬度和粗糙度等。为便于设计时掌握，下面扼要介绍这些因素对接触疲劳寿命的影响。

(1) 接触长度 l、滚柱半径 r 与 N 的关系。将式(2－103)代入式(2－107)，得

$$\sigma_{max} = 0.418\sqrt{\frac{PE}{lr}} \tag{2-114}$$

由式(2－114)看出，当 l 或 r 增大时，在 P 与 E 一定的情况下，σ_{max}将减小。又从式(2－109)看出，在 C 一定时，σ_{max}减小将使寿命数 N 增大。

(2) 表层硬度与 N 的关系。接触构件表层硬度 HRC＝62 时，其接触疲劳寿命最高，大于或小于此硬度值时 N 将减小。为此，在对滚柱式闭锁支撑结构进行热处理时，应尽量使其表层硬度接近或达到 HRC＝62，此时硬度与 N 呈正增关系。

(3) 表面粗糙度与 N 的关系。构件接触表面的粗糙度对其接触疲劳寿命影响很大。若设表面粗糙度$\overset{0.63}{\bigtriangledown}$对应的接触疲劳寿命为 N_1，则$\overset{0.32}{\bigtriangledown}$对应的寿命 $N_2=3\sim4N_1$；$\overset{0.16}{\bigtriangledown}$对应的寿命 $N_3=6\sim8N_1$。

造成上述情况的原因是接触表面的微凸起在受到接触挤压后，将产生高应力和高应变，最容易在此处产生疲劳裂纹。表面越粗糙，其接触疲劳寿命越低。

(4) 表层残余应力对 N 的影响。增加表层残余压应力可提高接触疲劳寿命，而拉应力则会降低疲劳强度。

§2.5 开、闭锁工作面与凸轮曲线槽的分析与设计

在刚性闭锁机构中，击发前枪机与枪管的扣合及击发后使之分离，这些动作都是由闭锁和开锁工作面控制完成的。开、闭锁工作面设计质量的好坏将直接影响机构动作的运动平稳性和可靠性，为此提出如下几点设计要求：

(1) 选择适当自由行程使膛压降至较低值时再开锁，以便减小闭锁支撑面等承力传动部分的磨损；当为了提高武器理论射速不得不减小自由行程时，也应采取相应的防反跳自开锁措施。

(2) 选择适当的开、闭锁工作过程的传速比和主、从件间的质量比，以便减小主动件在开、闭锁过程的能量损失与撞击，从而使机构运动平稳和动作可靠。

(3) 受载部位以圆角过渡，以便提高构件的冲击强度和疲劳强度。

下面具体讨论开、闭锁工作面的结构分析和设计问题。

2.5.1 自由行程与防反跳自开锁措施

一、自由行程的作用与尺寸确定

1. 自由行程的概念与作用

(1) 自由行程的概念。闭锁机构主动件在闭锁动作完成后或开锁动作开始前单独运动的行程称为自由行程。

(2) 自由行程的作用。自由行程的作用是控制开锁时机和防止闭锁后因主动件的撞击反

跳而自行开锁。

开锁时机一般通过自由行程的长短来控制，自由行程长则开锁时机晚，自由行程短则开锁时机早。对于理论射速要求不高的手提式自动武器，在选择开锁时机时主要应从构件强度、耐磨性及抽壳容易的角度考虑，选择较长的自由行程使膛压降低后再开锁，这样对提高开锁工作部分的结构强度、减少运动部分的磨损、减小抽壳阻力等有利。对于理论射速要求较高的高射机枪等自动武器，在选择开锁机时主要应从提高理论射速的角度考虑，在保证可靠抽壳的前提下尽量缩短自由行程，关于主动件在闭锁后因撞击反跳而自行开锁问题，将通过设计专门的机构来解决。

2. 自由行程的尺寸确定

设自由行程长度为 l，其最大值 l_{max} 应以机动性允许的条件来确定，因为过大的自由行程长度会使武器质量加大，对机动性不利。自由行程的最小值 l_{min}，应以不产生反跳自开锁的条件来确定。设主动件闭锁后因撞击反跳产生的后坐行程为 x，主动件质量为 M_A，复进到位速度为 V_A，碰撞后反跳速度为 V_A'，恢复系数为 b，主动件后坐运动阻力 F。根据主动件后坐能量等于其克服阻力所做功的原理，得

$$X = \frac{M_A V_A'}{2F} \qquad (2-115)$$

式中，正碰撞反跳速度 $V_A' = -bV_A$。则 l_{min} 可由下式定出

$$l_{min} > x \qquad (2-116)$$

在设计闭锁机构时，自由行程的长度可用估算和参考现有武器数据相结合的办法初定，然后通过样品枪调试确定。表 2—6 列出几种武器自由行程，以供设计时参考。

表 2—6　几种步兵自动武器的自由行程

武器名称	口径/mm	自动方式	闭锁方式	射击频率/(发/min)	自由行程/mm
56 式冲锋枪	7 62	导气式	枪机自转	600	12
捷 58 式冲锋枪	7 62	导气式	卡铁偏转	700～800	8
美 M16 自动步枪	5.56	导气管式	枪机回转	750～850	3
56 式轻机枪	7 62	导气式	闭锁片偏转	650	10
捷 59 式通用机枪	7 62	导气式	卡铁偏转	700～800	12
美 M60 通用机枪	7 62	导气式	枪机回转	600	20
53 式重机枪	7 62	导气式	枪机偏转	600～700	14
美勃朗宁重机枪	7 62	管退式	楔闩横动	500	8
77 式 12 7 高射机枪	12 7	导气＋底压	短闭锁片偏转	650～750	7
56 式 14 5 高射机枪	14 5	管退式	机头回转	550	4

二、防反跳自开锁措施

在自动武器中，为了保证特种条件下射击的可靠性，自动机主动件在完成闭锁动作后仍具有一定的剩余能量。这种多余能量将使主动件与枪管等不动件发生撞击反跳并向后运动。对低射速武器，可通过增加自由行程长度来避免发生自开锁现象。但是对于理论射速高的自动武器就不能采用这种办法，而是在缩短自由行程后通过防反跳措施来消耗主动件多余能量，以避免反跳自开锁现象的发生。

现代自动武器所采用的防反跳自开锁措施，就其工作原理可分为如下两种类型：一是通过多次碰撞消耗主动件多余能量；二是限制从动件转动。下面用具体实例说明其工作原理，

1．惯性体

美 M16 自动步枪，其理论射速较高(750～800 发/min)，自由行程较短(3mm)。为了不发生撞击反跳自开锁现象，在复进簧导管内装有 5 个惯性体、5 个橡皮垫和一个惯性管，如图 2—33 所示。

惯性体装置的防反跳工作原理：复进过程中，复进簧伸张并通过复进簧导管推枪机框复进，位于复进簧导管内的惯性管和惯性体在自身质量惯性的作用下紧靠在后方，于是在惯性管前端与复进簧导管内腔前壁间出现一定的碰撞间隙 Δ。当闭锁动作完成后枪机框与枪管碰撞反跳后坐时，由于有间隙 Δ 存在，惯性管与惯性体在其惯性力的作用下的前进运动中将与枪机框发生多次碰撞，吸收掉一部分枪机框反跳后坐能量，从而达到防反跳目的。

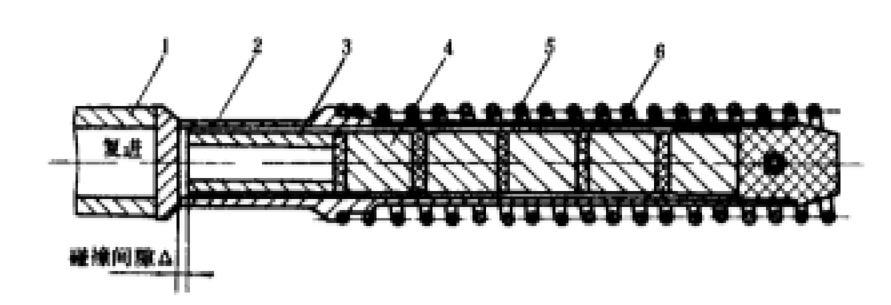


图 2—33 美 M16 自动步枪的惯性体装置

1—枪机框；2—顶杆；3—惯性管；4—惯性体；5—橡皮垫；6—复进簧

除了 M16 惯性体装置之外，还有 54 式 12.7 高射机枪的连接套和 59 式 12.7 航空机枪的防跳锁等，都是采用多次碰撞原理来防反跳的。用这种原理设计的防反跳装置，既可用于导气式武器，也可用于管退式武器。

2．制转锁(图 2—34)

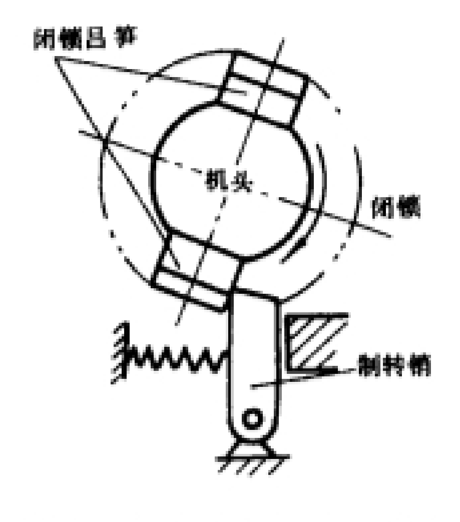


图 2—34 德 MG—34 轻机枪制转锁原理

这种防反跳自开锁装置只能用在管退式武器中，其工作原理如下：当机头复进到位，在机体作用下回转闭锁时，带弹簧的单向制转锁斜面会让过机头闭锁凸笋，并在闭锁凸笋越过后及时抬起以其平面部分抵住闭锁凸笋。在机体复进到位发生撞击反跳使机头向开锁方向回转时，由于制转锁不能反向偏转故起到了防反跳作用，只有当枪管、机头与机体一同后坐一段距离让开制转锁后，才能与机匣开锁加速斜面作用回转开锁。

2.5.2 开、闭锁工作面的结构分析

现代自动武器中，完成开、闭锁动作的机构类型很多，为了便于设计时参考，需要对各类开、闭锁机构的特点进行分析与归纳。

一、传速比与碰撞的概念

为了下面讨论问题方便，需要先给出传速比和碰撞的有关概念。

1．传速比 k

开、闭锁过程中，在主、从动件之间有传动关系，传速比 k 就是反映机构传动关系的一个特征量。

如图 2—35 所示，主动件枪机框以速度 V_A 沿 x 方向平移运动，从动件枪机在枪机框开、闭锁工作面作用下，以 V_b 速度沿 y 方向平移或回转运动。于是得到传速比的定义式

$$k=\frac{V_b}{V_A}$$

因为 $\frac{V_b}{V_A}=\frac{\mathrm{d}y/\mathrm{d}t}{\mathrm{d}x/\mathrm{d}t}=\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}=\mathrm{tg}\alpha$

所以，传速比 k 只是一个与主、从件结构尺寸有关的量，而与各自的运动速度无关。

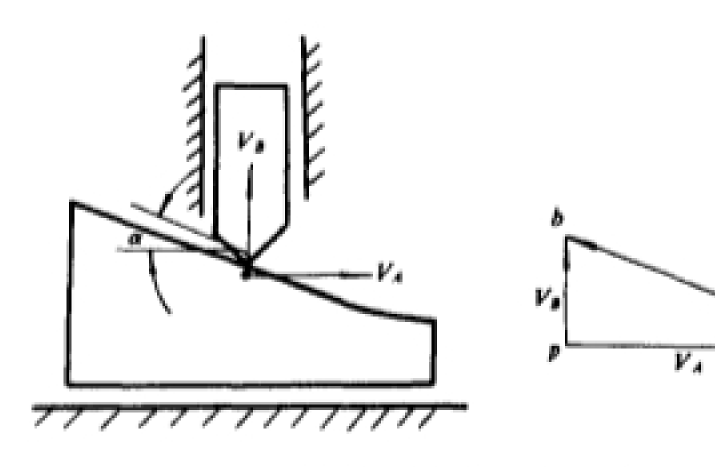


图 2—35 机构传动与传速比

2. 碰撞的概念

两个速度或方向不同的构件在运动中突然相遇，结果使两构件的运动状态发生很大变化，则这种现象称为碰撞或撞击。

正撞击——撞击前后两构件都沿同一直线方向运动的称正撞击。

斜撞击——同一平面内两个运动方向不同的构件之间的撞击称为斜撞击。

撞击分离——两构件撞击后分别以各自速度单独运动的称为撞击分离。

撞击结合——两构件撞击后结为一体共同运动的称为撞击结合。

撞击反跳——一运动构件与固定构件碰撞或一小质量构件与一大质量构件碰撞时，运动构件或小质量构件产生反向运动的称为撞击反跳。

二、典型开、闭锁工作面的结构分析

现代自动武器的开、闭锁机构，除了 54 式手枪采用杠杆式之外，其余大都为凸轮式。

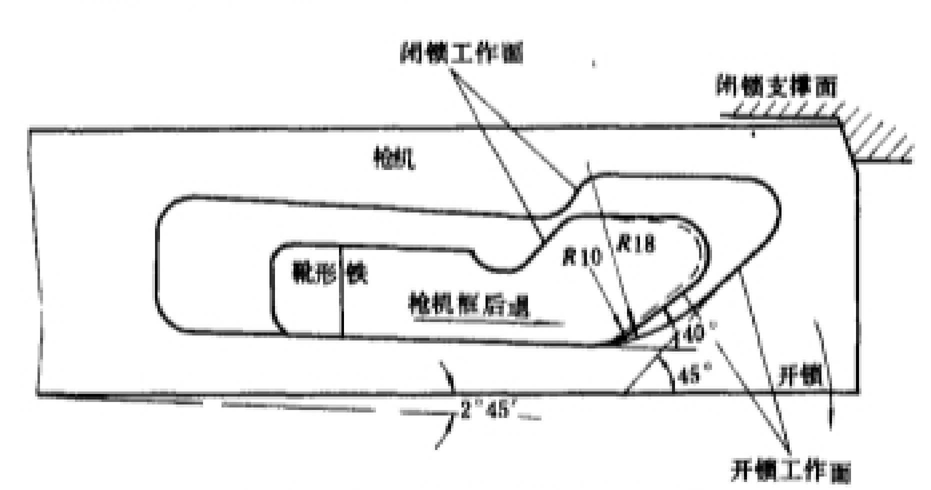


图 2—36 53 式重机枪的开、闭锁定型槽

1. 斜面式与定型槽式

斜面式：在主、从动件上各做出与枪身轴线呈一定倾角的斜面，开、闭锁动作靠相应斜面作用来完成。

定型槽式：在主动件或从动件中，将其中一件开出包括开锁与闭锁斜面的凹槽，另一件做成包括开、闭锁工作面的凸起，则这种开、闭锁工作机构称为定型槽式，例如 53 式重机枪，结构见图 2—36。这两类开、闭锁工作机构主要用于偏转式和楔闩横动式武器中，枪例及相应数据见表 2—7。

表 2—7 偏转式闭锁机构的开、闭锁角

武器名称	闭锁方式	开锁工作面倾角/°	闭锁工作面倾角/°	偏转角/°
56 式半自动步枪	枪机偏转	40	60	1 67
53 式重机枪	枪机偏转	40(45)	55	2 75
67 式两用机枪	枪机偏转	30	45	2 95
56 式轻机枪	闭锁片偏转	23	40	2 25
58 式轻机枪	闭锁偏转	23 5	40	3
77 式 12 7 高射机枪	闭锁偏转	25	38	3 74
捷 58 式冲锋枪	卡铁偏转	60	85	16
捷 59 式通用机枪	卡铁偏转	70	40	20

斜面式与定型槽式的特点是传速比 k 为常数，单面约束，碰撞分离。优点是结构简单、动作可靠、工艺性好。缺点是开、闭锁过程都有冲击，都有能量损失。

2. 凸棱凹槽式与螺旋槽式

凸棱凹槽式：在主、从动件上做出双面约束的凸棱或凹槽，其理论轮廓线是由两段与主动件运动方向平行的直线和一段斜直线组成，实例如 59 式 12.7 航空机枪，结构见图 2－37 所示。

螺旋槽式：在主动件或从动件上做出双面约束的螺旋槽，另一件为凸棱或导柱。螺旋槽的理论轮廓线为螺旋线，其展开图为斜直线，实例如 56 式冲锋枪（图 2－38）、美 M16 自动步枪（图 2－39、图 2－40）等，这两种武器的闭锁机构都是枪机回转式。

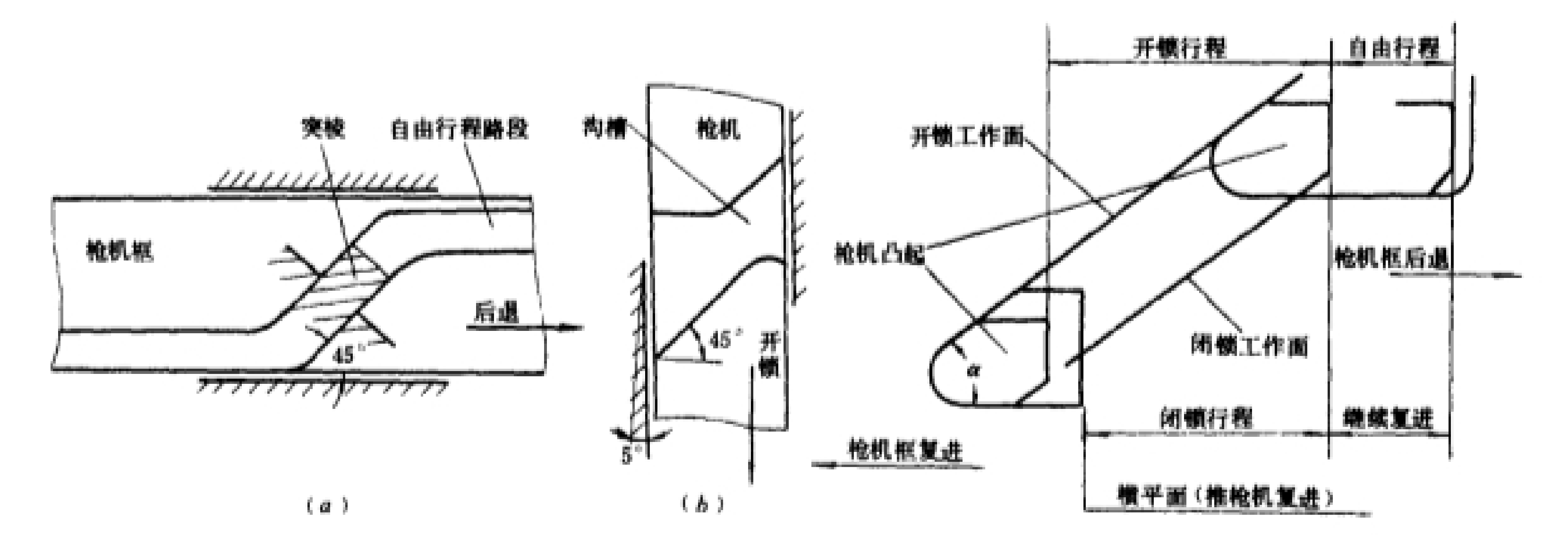


图 2－37 59 式 12 7 航空机枪的开、闭锁工作面

图 2－38 56 式冲锋枪闭锁机构螺旋槽

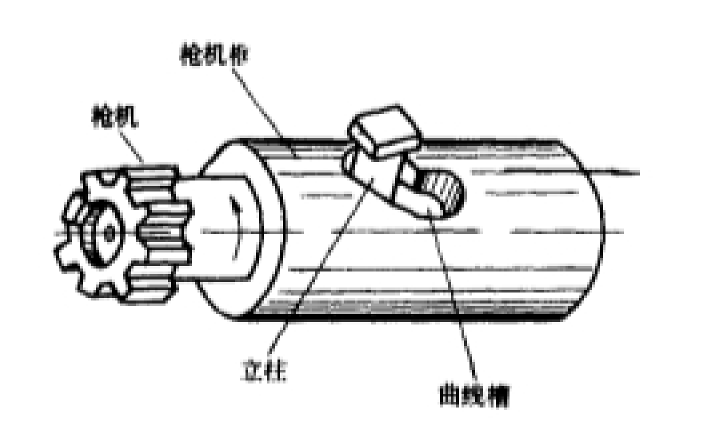


图 2－39 美 M16 自动步枪闭锁机构

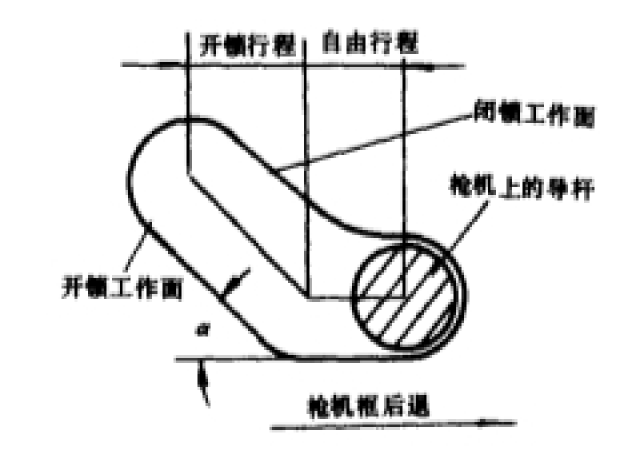


图 2－40 美 M16 自动步枪闭锁机构螺旋槽

这两类开、闭锁机构的特点是传速比 k 为常数，双面约束，撞击结合。优点是结构简单、动作可靠、工艺性好。缺点是开、闭锁过程都有撞击，并有较大的动能损耗。

3. 圆柱曲线槽

这种圆柱曲线槽是一种与螺旋槽类似的空间曲线槽，其理论轮廓线的展开图为曲线。实例如美 M60 通用机枪，结构见图 2－41、图 2－42 所示。

圆柱曲线槽的特点是传速比 k 从零开始逐渐增加，双面约束，无冲击，为连续传动。优点是开、闭锁过程运动平稳，无冲击，有利射击精度的提高。缺点是这种曲线槽加工较复杂。

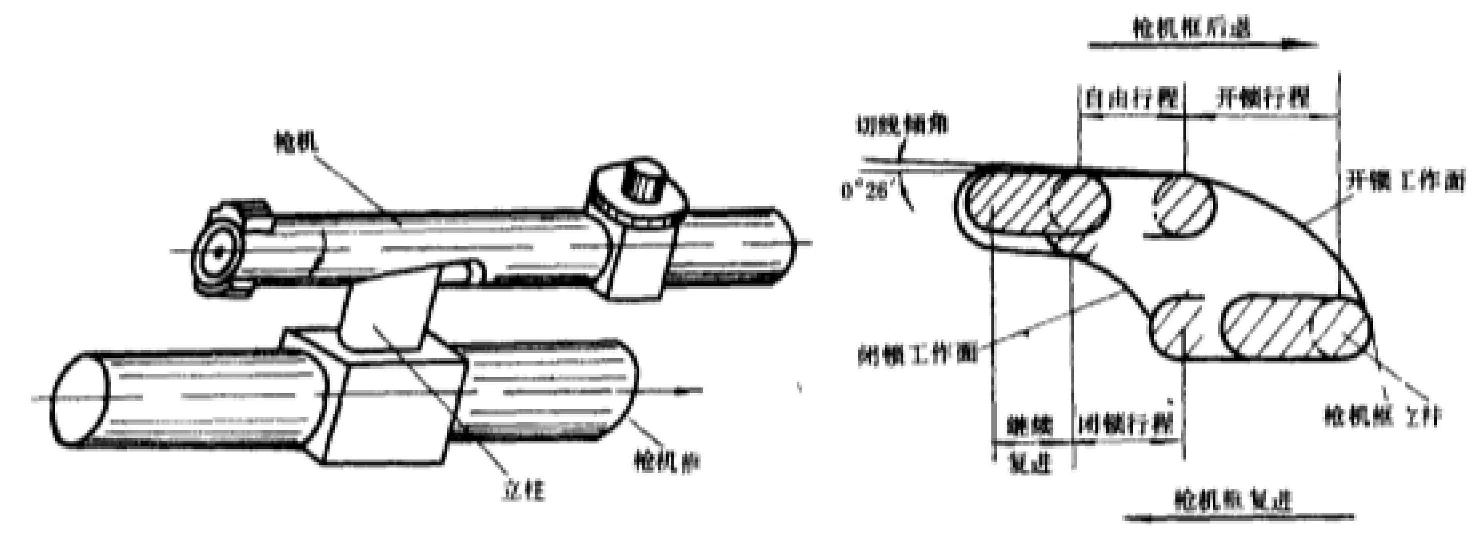


图 2—41　美 M60 通用机枪闭锁机构　　　图 2—42　美 M60 通用机枪开闭锁曲线槽

2.5.3　楔紧现象与消除楔紧的措施

由斜面(或螺旋面)作用产生侧向分力而引起的附加摩擦现象称为楔紧。如果闭锁支撑面不自锁，在开锁前自由行程中主动件因受到自开锁侧向分力作用而产生楔紧；如果主动件是通过闭锁斜面或螺旋面直接带动从动件复进的，则不仅在复进过程中产生楔紧，而且在后坐到位撞击反跳时也会产生楔紧。这种楔紧作用会使运动构件所受到的摩擦阻力增加，主动件能量消耗加大，结果不仅影响动作可靠，而且还会使运动面磨损加剧。因此在设计开、闭锁工作机构时应设法消除或减小楔紧，下面举例对其进行分析。

一、楔紧现象分析

1. 开锁前自由行程中的楔紧

如果闭锁支撑面倾角 β 大于摩擦角 ρ，则会在壳机力 F 作用下产生自开锁分力，这种自开锁分力将使主动件在开锁前自由行程阶段受到附加摩擦阻力，即产生楔紧现象。例如图 2—43 所示的 56 式半自动步枪闭锁机构。由于偏转式闭锁机构的支撑面倾角一般都设计得较大，所以会产生开锁前自由行程阶段的楔紧。

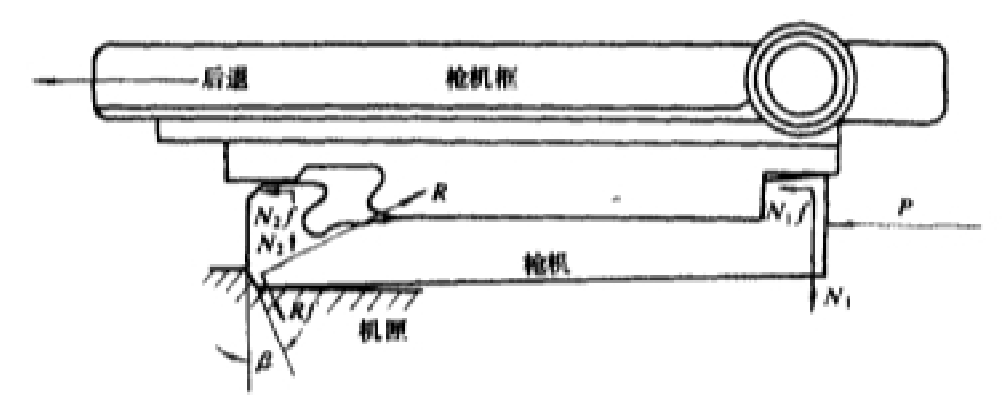


图 2—43　偏转式闭锁机构在开锁前的楔紧

将图中各力在水平与垂直方向投影可列出如下方程

$$P-R(\cos\beta+f\sin\beta)+f(N_1+N_2)=0$$
$$R(\sin\beta-f\cos\beta)-(N_1+N_2)=0$$

解此二方程得

$$N_1+N_2=P\frac{\text{tg}\beta-f}{1+f^2}$$

于是得到作用在枪机框上的附加摩擦力 F

$$F=2f(N_1+N_2)=2fP\frac{\text{tg}\beta-f}{1+f^2} \qquad (2-117)$$

由式(2－117)看出：附加摩擦力(即楔紧力)F 与膛底作用力 P、闭锁支撑面倾角 β 及摩擦系数 f 等有关，其中起决定作用的是 β。若 $\beta=0$，则枪机框受到的摩擦阻力将很小。因此在闭锁机构设计中，为了减小开锁前的楔紧，应当注意 β 值的选取。

2. 复进过程中的楔紧

以斜面或螺旋面带动复进的闭锁机构，将会在复进过程产生楔紧现象。

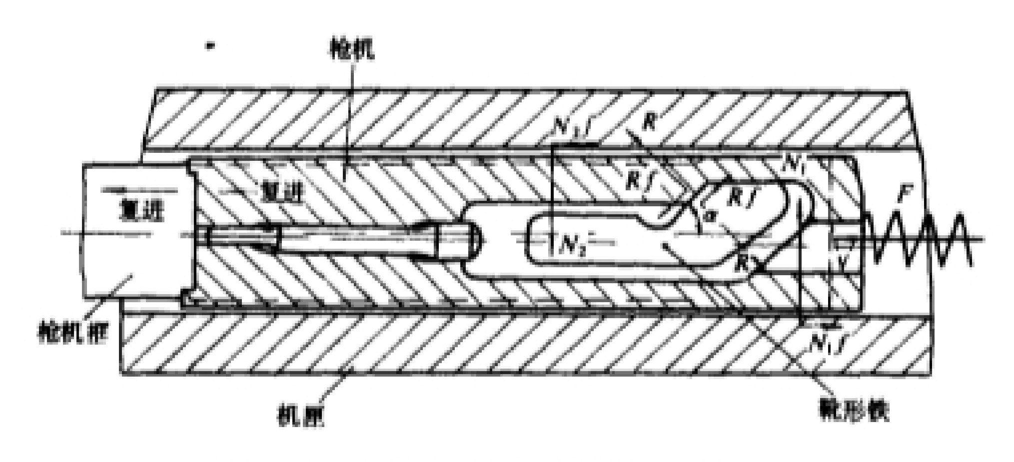


图 2－44　枪机偏转式闭锁机构复进中的楔紧

(1) 枪机偏转式闭锁机构(图 2－44)。质量为 M_A 的枪机框在复进簧力 F 的作用下通过闭锁斜面(倾角 α_b)带动质量为 M_B 的枪机向前复进，在闭锁斜面的法线方向产生约束反力 R，由于 R 力的作用将在机匣导轨上产生约束反力 N_1 和 N_2。若设摩擦系数为 f，则可列出枪机框和枪机的运动微分方程为

$$M_A\frac{\text{d}^2x}{\text{d}t^2}=F-R(\sin\alpha_b+f\cos\alpha_b)-fN_1$$

$$M_B\frac{\text{d}^2x}{\text{d}t^2}=R(\sin\alpha_b+f\cos\alpha_b)-fN_2$$

由垂直投影得

$$N_1=N_2\approx R\cos\alpha_b$$

将此式代入枪机框与枪机运动方程，并消去$\frac{\text{d}^2x}{\text{d}t^2}$，得到

$$R=\frac{F}{\frac{M_A}{M_B}\sin\alpha_b+\sin\alpha_b+2f\cos\alpha_b}$$

将枪机框与枪机运动方程相加，并把 R 值代入，得到

$$(M_A+M_B)\frac{\text{d}^2x}{\text{d}t^2}=F\left[1-\frac{2f}{\left(1+\frac{M_A}{M_B}\right)\text{tg}\alpha_b+2f}\right] \qquad (2-118)$$

由式(2－118)可以看出：楔紧的结果将使活动机件复进的动力(即复进簧力 F)减小，其减小的程度与闭锁斜面倾角 α_b、摩擦系数 f 及枪机框与枪机的质量比 M_A/M_B 等的大小有关。表 2－8 列出了 $M_A/M_B=2$ 时，不同 α_b 与 f 对 F 的影响。

表 2—8　不同 α_b 与 f 对复进簧力 F 的影响

α_b/° \ f/%	0.1	0.15	0.20
30	10	15	19
45	6	9	12
60	4	5.5	7

由表 2—8 的结果说明：在 M_A/M_B 一定时，增大闭锁斜面倾角 α_b，或减小摩擦系数 f，将会使楔紧作用相应减小。这一点在设计闭锁斜面角度时应给予重视。

(2) 回转式闭锁机构(图 2—45)。对机体与机头列出运动方程

图 2—45　机头回转式闭锁机构复进中的楔紧

$$M_A\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}=F-R\sin\alpha-2fN_1$$

$$M_B\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}=R\sin\alpha-2fN_2$$

取约束反力矩，得

$$2N_1r_1=Rr\cos\alpha$$

$$2N_2r_2=Rr\cos\alpha$$

将反力矩代入机体与机头运动方程，经化简得

$$(M_A+M_B)\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}=F\left[1-\frac{f\left(\frac{r}{r_1}+\frac{r}{r_2}\right)}{\left(1+\frac{M_A}{M_B}\right)\left(\mathrm{tg}\alpha-f\frac{r}{r_2}\right)+f\left(\frac{r}{r_2}+\frac{r}{r_1}\right)}\right]\quad(2-119)$$

由式(2—119)也可得出与式(2—118)同样的结论。

3．活动机件后坐到位撞击产生的楔紧

复进时由斜面或螺旋面带动的闭锁机构(如图 2—46 所示的闭锁片偏转式闭锁机构)，当枪机框后坐到位与机匣撞击时，由于枪机框的撞击反跳和枪机(包括闭锁片)的惯性后坐，将使闭锁片向两侧撑开，从而对机匣侧壁产生很大作用力，这不仅造成枪机与机匣的楔紧，而且对机匣的侧壁强度产生不利影响。对此，在设计闭锁机构时应给予重视。

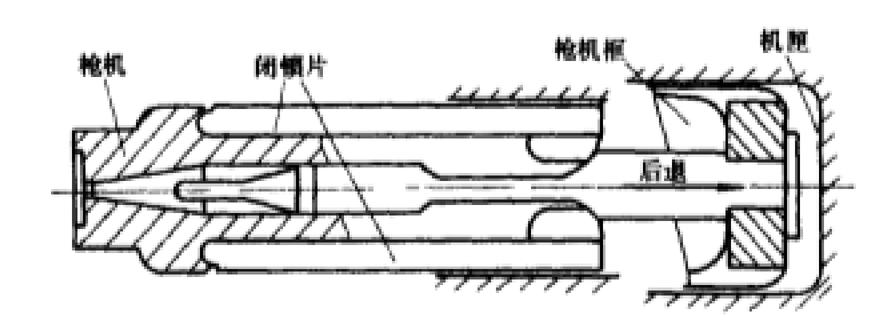


图 2—46　闭锁片偏转式闭锁机构后坐到位撞击时产生的楔紧

二、消除楔紧措施

通过对楔紧现象的分析，可以找出影响楔紧的因素，针对这些影响因素采取相应的对策，即可达到减小或消除楔紧的目的。

1. 减小楔紧的措施

(1) 减小闭锁支撑面倾角 β 可减小开锁前的楔紧，参看图 2—49 与式(2—125)；

(2) 增大闭锁斜面倾角 α_b 或螺旋角 α 可减小复进过程中的楔紧，参看图 2—44 与式(2—118)、图 2—45 与式(2—119)。

但是，为了使闭锁动作平稳和减小闭锁过程的能量消耗，又需要减小 α_b 角，这两种要求是相互制约的。为了做到两者兼顾，英勃然轻机枪的闭锁机构采用大角带动复进、小角完成闭锁的措施，结构如图 2—47 所示。

(3) 关于活动机件后坐到位反跳所产生的楔紧，其减小措施有两种办法：一是通过增大复进带动角度；二是在枪机与枪机框之间加一缓冲装置，如捷 59 式通用机枪。

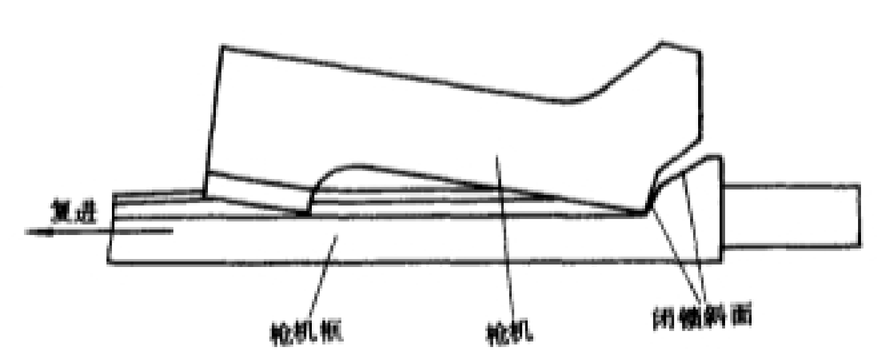


图 2—47　英勃然轻机枪的闭锁机构

2. 消除楔紧的措施

采用垂直枪身轴线的平面来带动枪机复进，由于没有侧向分力，所以可以消除楔紧。实例如图 2—48 所示的捷克 ZB—53 重机枪闭锁机构，及图 2—49 所示的 56 式冲锋枪闭锁机构。前者为枪机偏转式，后者为枪机回转式。这两种闭锁机构都需另外加启动机构，以便枪机到位后能及时偏转或回转闭锁。

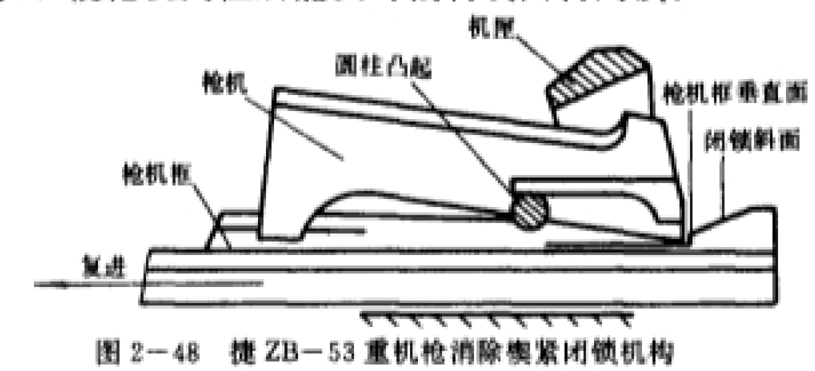


图 2—48　捷 ZB—53 重机枪消除楔紧闭锁机构

2.5.4 开、闭锁工作面及凸轮曲线槽设计

一、闭锁工作面倾角的确定

通过前面对楔紧现象的分析知道，为了使活动机件运动灵活，应当将闭锁斜面倾角 α_b 取得大些；但是，从闭锁过程撞击小、耗能小、运动平稳的角度，α_b 又应取得小些。在具体设计闭锁机构时，应参照前面关于减小或消除楔紧的措施，合理地确定闭锁斜面倾角。一般对偏转式闭锁机构，α_b 取 50°～60°；对回转式闭锁机构，螺旋角 α 取 40°～45°。

三、开锁工作面倾角 α_k 的分析与确定

开锁工作面倾角 α_k 的大小，主要应从开锁过程机构运动平稳性和动能消耗量角度来考虑。下面以 67 式两用机枪的闭锁机构为例进行分析，结构如图 2—50(a)所示。

开锁过程质量为 M_A 的枪机框以 V_A 的速度向后做平移运动，在开锁斜面作用下，枪机绕 O 点偏转，其在接

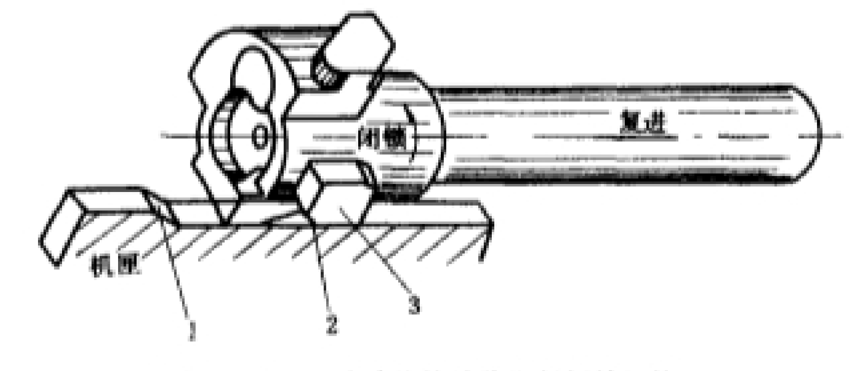


图 2—49　56 式冲锋枪消除楔紧闭锁机构
1—机匣上的预转工作面；2—枪机上的预转工作面；3—闭锁突笋

触点 b 的转化质量为 m_b、回转线速度为 V_b。V_A 与接触点切线 $\overline{TT}$ 夹角为 α_k，V_b 与 $\overline{TT}$ 夹角为 γ_b，极速度图如图 2－50(b)所示。

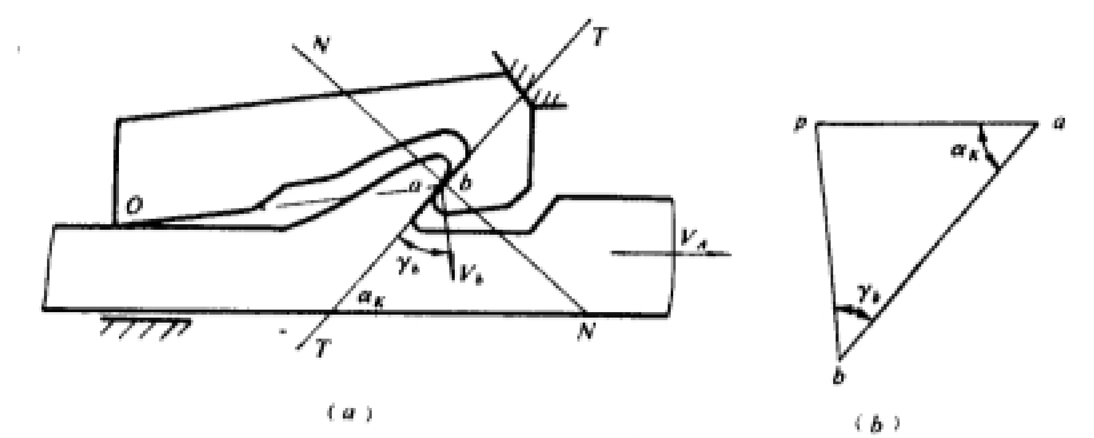


图 2－50　67 式两用机枪开锁过程分析

(a) 机构简图；(b)极速度图

由极速度图得到开锁过程传速比 k

$$k=\frac{V_b}{V_A}=\frac{\overline{pb}}{\overline{pa}}=\frac{\sin\alpha_k}{\sin\gamma_b} \tag{2－120}$$

由于该机构为单面约束，传速比 k 不是从零开始，所以在开锁过程有撞击。又因撞击后 $\vec{V}_b$ 与 $\vec{V}_A$ 的方向不一致，故其撞击类型为斜撞击分离式。按斜撞击公式可列出主动件撞击后速度 V_A' 为

$$V_A'=V_A-\frac{V_A(1+b)}{1+\dfrac{M_a}{m_b}\dfrac{\eta}{k^2}} \tag{2－121}$$

将式(2－121)移项，得到撞击后主动件速度损失 ΔV 的公式为

$$\Delta V=V_A-V_A'=\frac{V_A(1+b)}{1+\dfrac{M_A}{m_b}\dfrac{\eta}{k^2}} \tag{2－122}$$

式中，η 为传动效率；b 为恢复系数。

下面对式(2－122)进行分析：

(1) 在其它参量不变的情况下，改变传速比 k，来分析 k 对 ΔV 的影响。当 k 增大时，ΔV 增大，这说明开锁过程动能损失大；当 k 减小时，ΔV 相应减小，说明开锁过程动能消耗少。再从式(2－120)来看，当 γ_b 一定时，若 k 大则 α_k 亦大，若 k 小则 α_k 亦小。所以，开锁工作面倾角 α_k 小时，开锁过程冲击小，动能消耗亦少。由此得出结论：从运动平稳性考虑，α_k 最好从零开始逐渐增大为好，因为这样选取 α_k 值可使开锁过程无冲击；从能量损失角度考虑，也是这样为好。

(2) 在其它参量不变情况下，通过改变质量比 M_A/m_b 来分析对 ΔV 的影响。当$\dfrac{M_A}{m_b}$增大时，ΔV 减小；当$\dfrac{M_A}{m_b}$减小时，ΔV 增大。这说明增大主动件与从动件的质量比，可使开锁过程的能量损失减少。因此在设计闭锁机构时，应尽量增大$\dfrac{M_A}{m_b}$值。一般情况下应取 $M_A/m_b>1.5$。如果开锁过程有能量补充(如底压式)，则 M_A/m_b 值可适当取小些，否则 M_A/m_b 取较大值对开锁阶段运动平稳性有利。为便于设计者参考，表 2－9 列出几种武器的质量比$\dfrac{M_A}{m_b}$值。

表 2—9 几种武器的 M_A/m_b 值

枪 名	56 式半自动步枪	56 式冲锋枪	美 M16 自动步枪	56—1 式轻机枪	美 M60 通用机枪	苏 ПК 轻机枪
质量比 M_A/m_b	2 41	4 78	4 75	2 65	1 95	7 42

三、几种凸轮曲线槽设计

回转式闭锁机构的开、闭锁工作面一般设计成封闭的曲线槽与凸笋配合式。曲线槽可设计在从动件上（如美 M60 通用机枪），也可设计在主动件上（如 56 式冲锋枪和美 M16 自动步枪）；可设计成螺旋面式，也可设计成圆柱曲面式。在曲线槽中均包括：开锁工作面与开锁行程，闭锁工作面与闭锁行程，自由行程等。

1. 螺旋槽

（1）螺旋升角与开、闭锁角。为了结构紧凑、工艺性好，螺旋槽常设计成双面约束，使螺旋升角 α 与开锁工作面倾角 α_k、闭锁工作面倾角 α_b 相等，即 $\alpha=\alpha_k=\alpha_b=40^\circ\sim45^\circ$。

螺旋升角 α 大而螺距小的这种螺旋槽在枪机回转角 γ 一定时，开、闭锁行程短，这有利于缩短枪机与机匣尺寸，对减轻武器质量有利。其缺点是开、闭锁过程振动大，凸笋受力大。

螺旋升角 α 小而螺距大的这种螺旋槽优点是开、闭锁动作平稳，但缺点是会增加枪机和机匣尺寸与质量。

由于螺旋槽的开、闭锁角相等且为常数，传速比 k 为常数，所以开锁与闭锁开始时都有冲击。

（2）凸笋设计与螺旋曲线的绘制。

（*a*）凸笋设计：梭柱式（如 56 式冲锋枪枪机上导棱）的侧面积按挤压强度确定，断面尺寸按剪切强度确定。

圆柱式（如 M16 的导柱）的圆柱直径和接触长度按接触静强度确定，并应做接触疲劳强度校核。

（*b*）开、闭锁行程 x 与回转角 γ 的确定：回转角 γ 可在枪机闭锁支撑凸笋宽度所对应的圆心角 θ 确定之后，留出适当间隙来确定，详见 § 2.4 节。

螺旋槽的开、闭锁行程相等，设以 x 表示，并以 α 表示螺旋升角、以 r_{pj} 为导柱与螺旋槽接触部分的中点至枪机轴线的距离，则有

$$x=\frac{\gamma}{360}\frac{2\pi r_{pj}}{\operatorname{tg}\alpha} \qquad (2-123)$$

（*c*）螺旋槽理论曲线的绘制： 根据结构按排情况，在枪机或枪机框适当位置先定出理论曲线的起点 a，如图 2—51 所示。从 a 点起向前（即弹底窝方向）取 $\overline{ab}$ 等于自由行程长度 l，得 b 点，此点即为开锁行程起点。由 b 在 $\overline{ab}$ 延长线上取 $\overline{bc}$ 等于开锁行程长度 x，得 c 点，过 b 点作斜线 $\overline{bd}$，使 $\angle dbc=\alpha$；再过 c 作 $\overline{bc}$ 垂线，交 $\overline{bd}$ 线于 d，则折线 $a-b-d$ 为所求的螺旋槽理论曲线。

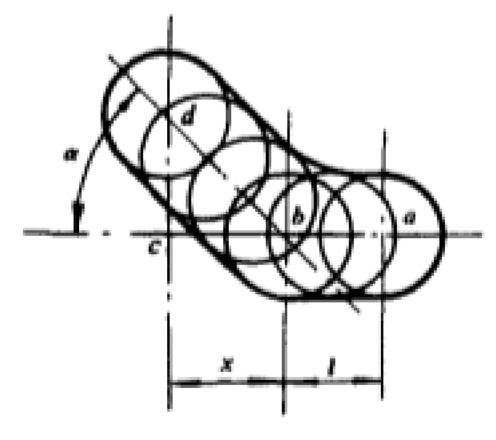


图 2—51 螺旋槽作图步骤

画螺旋槽轮廓曲线展开图：若导柱为圆柱体（如 M16），则以导柱截面半径 r 为半径，以理

论曲线 $a-b-d$ 上若干点为圆心作圆，再画出诸圆的外包络线即为所求，如图 2—51 所示。

画螺旋槽空间曲线：将展开图在以 r_p 为半径的圆柱面上卷起，即得所求螺旋槽空间曲线。

2. 圆柱曲线槽

圆柱曲线槽的设计步骤基本与螺旋槽相同，不同点是螺旋槽的理论曲线为折线，而圆柱曲线槽的理论曲线为曲线。下面介绍以正弦曲线为理论曲线的圆柱曲线槽绘制方法。

正弦曲线的特点是开锁与闭锁开始时的速度为零，这样可使运动平稳，并使主动件耗能少。设从动件枪机某接触点速度为 V_b，主动件开、闭锁行程为 x_n。若从开、闭锁运动平稳性要求取开锁开始与闭锁开始时从动件速度 V_b 为零，则其 V_b-x_n 曲线如图 2—52(a)所示。

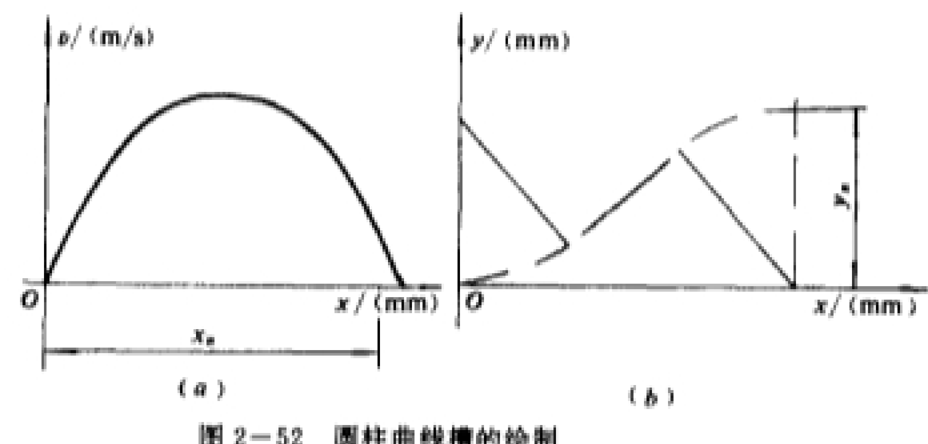


图 2—52 圆柱曲线槽的绘制

(a) V_b-x 曲线；(b) $y-x$ 曲线

如图，设正弦曲线函数式为

$$V_b = C\sin(mx) \tag{2-124}$$

式中，V_b 为从动件速度；x 为主动件位移；C 和 m 为待定常数。下面确定 C 和 m 值。

当 $x=x_b$ 时，$V_b=0$。将此二值代入式(2—124)中，得 $\sin(mx_b)=0$，$mx_b=\pi$，解出 m 为

$$m = \frac{\pi}{x_b} \tag{2-125}$$

设主动件枪机框此时速度 $V_A=a$，a 为常数，则枪机替换点位移的微分方程为

$$\mathrm{d}y = \frac{C}{a}\int_0^x \sin(mx)\mathrm{d}x \tag{2-126}$$

积分式(2—126)，得从动件位移 y

$$y = \frac{C}{am}[1-\cos(mx)] \tag{2-127}$$

当 $x=x_n$ 时，$mx_n=\pi$ 及 $y=y_n$，这里 y_n 为按结构设计确定的枪机行程，于是 C 值为

$$C = \frac{ay_n\pi}{2x_n} \tag{2-128}$$

将式(2—128)代入式(2—127)，得

$$y = \frac{y_n}{2}\left[1-\cos\left(\frac{\pi}{x_n}x\right)\right] \tag{2-129}$$

式(2—129)即为正弦曲线型圆柱曲线槽的理论曲线表达式。若将主动件行程 x_n 分为 n 段，则给定一个 x_i 值，即可用式(2—129)解出一个对应的 y_i 值。将诸 x_i 与 y_i 列表

x	x_1、x_2…x_i…x_n
y	y_1、y_2…y_i…y_n

由此表便可画出图 2－52(b)所示的曲线槽理论曲线。以下步骤与螺旋线式曲线槽相同。

§2.6　加速机构的分析与设计

自动武器的管退式自动方式分为枪管长后坐、枪管短后坐和枪管偏移式三种。在枪管短后坐自动方式的武器中，自动机主动件开锁前为枪管，开锁之后为机体。为了在较短的枪管后坐行程内使机体获得足够的能量，以便带动自动机各机构完成后续的自动循环动作，常采用加速机构。

2.6.1　加速机构的作用与设计要求

一、加速机构的作用

1. 增加机体后坐能量

枪管短后坐自动武器，在开锁前的自由行程内，枪管、机头与机体以共同的速度后坐；在开锁加速过程后，由于加速机构的作用使机体获得较前者更大的后坐速度，从而增加了其后坐能量。

2. 提高武器理论射速

随着机体后坐速度的加快，自动循环所需的时间将缩短，从而提高了武器理论射速。

3. 减小撞击振动

利用加速机构可使枪管大部分后坐能量传给机体，从而减小枪管与机匣之间的撞击，这对提高武器射击精度有利。

二、加速机构的设计要求

1. 加速过程运动平稳

为使加速过程运动平稳，加速构件或工作面应与枪膛轴线对称布置，加速过程的机构传速比最好从零开始逐渐加大。

2. 加速机构应有足够的强度和寿命

由于加速过程短、机构受力大，为确保其在武器寿命期内工作可靠，要求加速机构各组成部分应有足够的强度和工作寿命。

3. 加速时机选择适当

加速时机应选择适当，最好与开锁动作同步。过早会产生断壳故障，过晚会增加武器质量、甚至不能使机体获得足够的后坐能量。

2.6.2　加速机构的结构分析与选择

一、加速机构的结构原理与特点

自动武器所采用的加速机构形式有多种多样，按其作用原理来分类，可分为杠杆式、凸轮式和凸轮杠杆组合式三种。下面分别介绍各类加速机构的工作原理与特点。

1. 杠杆式加速机构(图 2—53)

这种加速机构是应用杠杆原理使机体相对枪管获得较大后坐速度的。击发后，在壳机力作用下枪管、加速杠杆与枪机一同以 V_{AB}速度后坐，当加速杠杆小端(l_1 臂)与机匣壁相碰时，其大端(l_2 臂)与枪机凸起作用使枪机速度由 V_{AB}变为 V_B。若设传动效率 $\eta=1$，则由斜冲击公式得

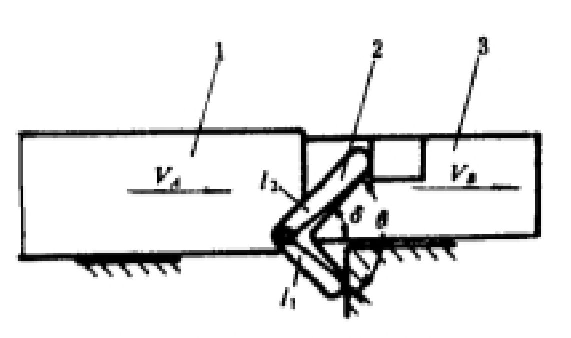


图 2—53 杠杆加速机构原理图
1—枪管；2—加速杠杆；3—枪机

$$V_B = V_{AB}\left[1+\frac{(K-1)(1+b)}{1+\dfrac{M_B}{M_A}K^2}\right] \tag{2-130}$$

式中 M_A——枪管质量；

M_B——枪机质量；

b——恢复系数；

K——传速比，其值为

$$K=\frac{V_B}{V_A}=1+\frac{l_2\sin\delta}{l_1\sin(\theta-\delta)} \tag{2-131}$$

式中 V_A 和 V_B 分别为枪管和枪机在加速杠杆碰撞位置附近作连续传动时的速度；l_1 与 l_2 为杠杆两臂长度；θ 为加速杠杆两臂夹角；δ 为碰撞位置加速杠杆一臂与枪机运动方向的倾角。

杠杆式加速机构的优点是结构简单，加工容易。缺点是碰撞影响机构运动平稳性、动作可靠性和构件强度。由于这种加速机构存在上述严重缺点，故在自动武器中应用实例不多，仅有芬兰 LS—26 轻机枪采用过，该枪为开锁后加速。

2. 凸轮加速机构

凸轮加速机构一般都采用滚柱与凸轮曲线槽的相互作用来对机体进行加速，其加速时机与开锁过程同步，故又称开锁加速。按开锁加速过程机头的运动规律，分为平移凸轮与回转凸轮两种。下面分别以德 MG—42 机枪和 56 式 14.5 高射机枪为例来说明其工作原理。

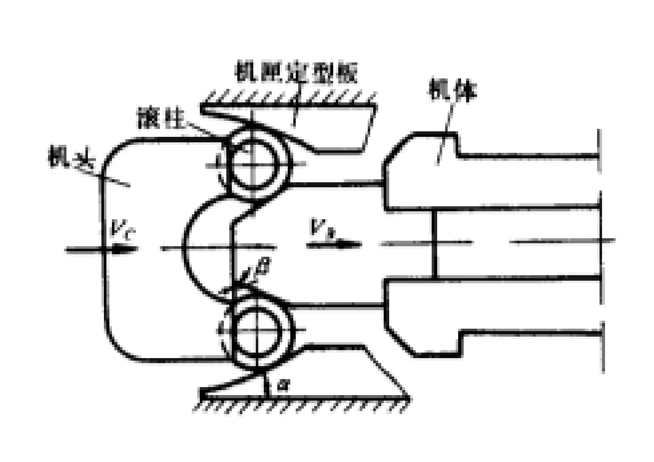




图 2—54 德 MG—42 机枪开锁加速机构

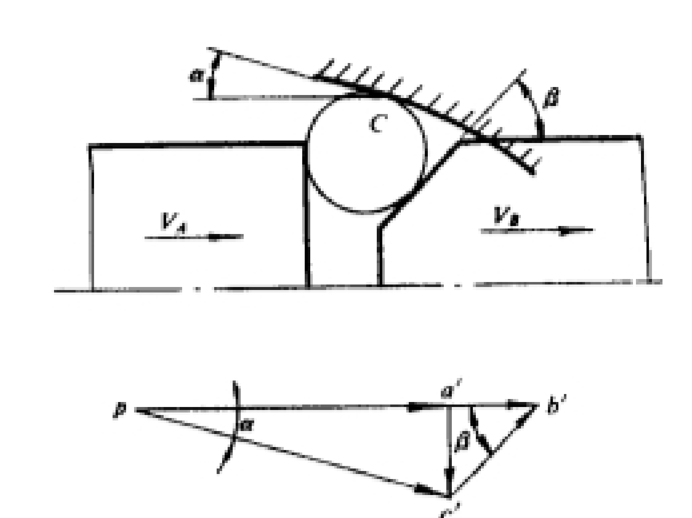


图 2—55 平移凸轮加速机构简图与极速度图

(1) 平移凸轮加速机构工作原理(图 2—54)。击发后，枪管、机头与机体在壳机力作用下一同后坐。当走完开锁前的自由行程之后，机匣定型板上的开锁加速凸轮曲面迫使滚柱向内移动。与此同时滚柱与机体的楔形体斜面接触，并挤压楔形体使机体与枪管(机头与枪管互相扣

合）产生相对运动，直至开锁完毕加速过程也结束。设枪管速度为 V_A，机体速度为 V_B，α 为机匣定型板凸轮曲线与滚柱接触点的切线同枪管轴线的夹角，β 为机体楔形体斜面与枪管轴线的倾角，其结构简图和极速度图见图 2－55。

由极速度图列出传速比 K 的公式为

$$K = 1 + \text{tg}\alpha\text{ctg}\beta \qquad (2-132)$$

由于 α 角由零逐渐增大，β 角为常数，所以 K 大于 1，并随 α 的增大而增大。

由传速比定义式得 $V_B=KV_A$，所以 $V_B>V_A$。这就是说，加速的结果，使机体速度较枪管与机头速度增加了。

(2) 回转凸轮加速机构工作原理（表 2－11 图 5）。击发后，枪管与其扣合在一起的机头在壳机力作用下带动机体一同向后运动。当走完 4.5mm 自由行程后，前加速器（带滚轮的滚柱）的外滑轮沿机匣上的开锁加速凸轮曲线定型槽滚动，迫使机头向右旋转而开锁。在开锁过程的同时，作回转运动的前加速器将猛压机体螺旋槽后壁，迫使机体以较大的速度离开枪管和机头向后运动。当开锁加速完毕之后，机体将带动机头很快向后运动，以便完成抽壳、抛壳等等后续的自动循环动作。

回转凸轮加速机构与平移凸轮加速机构一样，都具有如下优点：开锁与加速同步，能有效地加速机体，使其获得足够的能量；开锁加速过程为平稳传动，无冲击，这对提高射击精度有利；以滚动代替滑动，摩擦系数小，开锁加速过程能量损失少，对机构动作可靠性有利。其缺点是凸轮曲面加工精度要求高；由于是接触传动，其失效形式为接触疲劳，因而对表面粗糙度和热处理硬度要求较高。

3. 凸轮杠杆加速机构（图 2－56）。

这种加速机构由带凸轮面的杠杆和枪管、枪机的相应工作面组成。有开锁后加速（如德 MG－13 轻机枪和美勃朗宁重机枪），也有开锁过程中加速（如苏 HP－23 航空机枪和德马克泌重机枪等）。加速过程枪管凸起与凸轮杠杆接触点至凸轮杠杆轴距离及凸轮弧面与枪机凸起接触点至凸轮杠杆轴距离构件杠杆的两臂长，机构传速比与杠杆臂长有关，也与各凸起与凸轮杠杆的接触面形状有关。

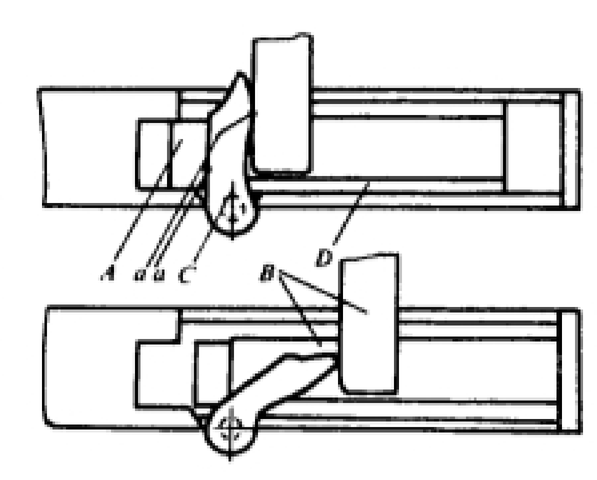


图 2－56　德 MG－13 轻机枪的凸轮杠杆加速机构

图 2－56 所示的加速机构工作原理：当后坐中的枪管弧形凸起与凸轮杠杆前面接触时（接触点至凸轮杠杆轴臂长为 l_1），凸轮杠杆的后弧面也与枪机上的相应工作面接触（接触点至凸轮杠杆轴臂长为 l_2），由于 $l_2/l_1>1$，所以对枪机产生加速作用。

凸轮杠杆加速机构的优点是机构运动较杠杆式平稳，缺点是较凸轮式尺寸大。

二、加速机构性能的比较与设计选择

如上所述，就工作性能而言，凸轮式最好，杠杆式最差，凸轮杠杆式介于二者之间。

在设计加速机构时，建议优先选择凸轮式（又称仿形式）加速机构，并使开锁与加速动作同步。其次选择凸轮杠杆式，最好不采用杠杆式。

2.6.3 加速机构的结构与强度设计

杠杆式加速机构设计比较简单，只要根据加速过程主动件(枪管等)与从动件(枪机或机体)的传速比要求选择适当杠杆两臂之比即可。由于这类加速机构用的较少，此处不作详细介绍。

凸轮杠杆加速机构的设计依据是：加速机构开始工作前，枪管、枪机的共同后坐速度 V_{AB}；枪管、枪机的质量 M_A 与 M_B；为保证自动循环动作的可靠完成，枪机或机体应具有或需要达到的速度；从运动平稳和尺寸尽量小角度选择适当的枪管加速行程等。这种加速机构的设计步骤是：通过运动计算求出 V_{AB}；根据自动循环动作需要初定枪机或机体应有的速度 V_B；以 V_B/V_{AB} 定出最大的传速比 K 值；从运动平稳性角度拟制凸轮曲线，使各接触点极速度图确定的传速比由 1 至 K 缓慢变化；最后通过运动分析和样品枪试验调整确定。由于这种加速机构与供弹机构中的凸轮杠杆输弹机构的设计方法类似，此处也不作详述。下面主要介绍凸轮加速机构的设计方法。

一、平移凸轮加速机构的结构设计

设计工作的主要任务是拟制机匣定型板的凸轮曲线。设计方法有如下两种：

1. 根据机头、机体运动规律拟制凸轮曲线

图 2－57(a)是德 MG－42 机枪加速机构的原理图。为了求定型板凸轮轮廓曲线，可将工作面简化到滚柱中心处，如图 2－57(b)所示。

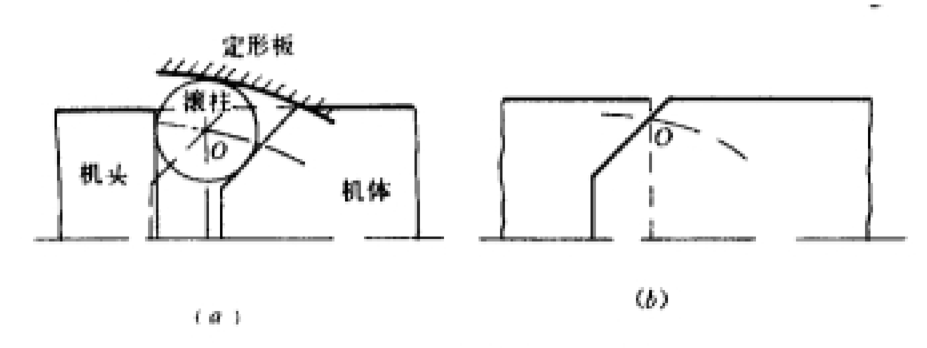


图 2－57　平移凸轮加速机构的简化

(a) 结构简图；(b) 工作面简化

定型板凸轮曲线可看作机头(也代替枪管)和机体工作面交点的轨迹。求此轨迹的作图步骤如下(图 2－58)。

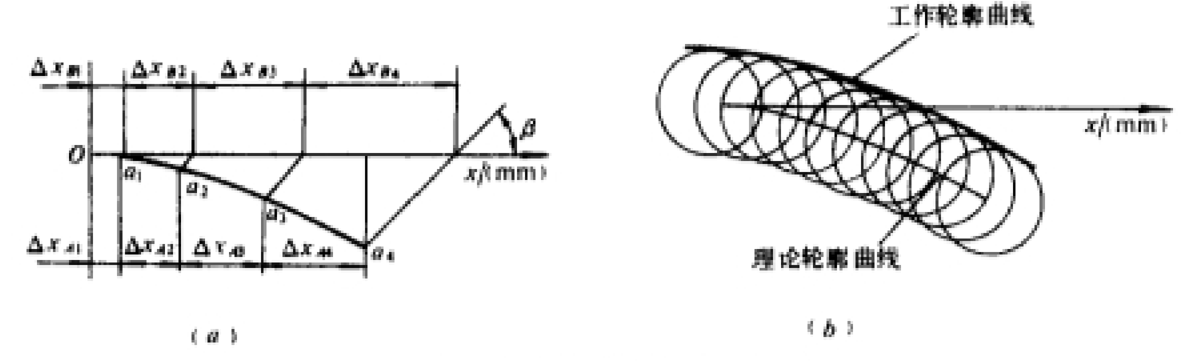


图 2－58　定型板凸轮曲线的绘制

(a) 理论轮廓曲线绘制；(b) 工作轮廓曲线绘制

(1) 在图 2－58(a)中，按活动机件运动方向作一直线 Ox，在 Ox 上将机头位移分成 Δx_{A1}、Δx_{A2}……等若干区段，通过各分点作 Ox 的垂线，这些垂线即代表机头各瞬时所处的位置；

(2) 在 Ox 上按相应的机体位置分为 Δx_{B1}、Δx_{B2}……等若干段，过各分点以机体楔形体斜

面的倾角 β 作平行斜线，这些斜线即代表楔形体工作面在不同瞬间所处的位置，β 角一般取45°左右，太大则加速效果差，太小则复进过程楔紧严重。

（3）机头垂线与机体斜线的交点 a_1、a_2、……即为滚柱中心在不同瞬时所处的位置，将这些交点用光滑曲线连接就得到定型板凸轮曲线的理论轮廓曲线，如图 2－58(a)所示。

（4）以理论轮廓曲线上各点为圆心，以给定的滚柱半径为半径作一系列的圆，这些圆的外包络线即为定型板工作轮廓曲线，如图 2－58(b)所示。

2. 根据传速比拟制定型板凸轮曲线

传速比公式见式(2－132)，机构简图与极速度图见图 2－55。

设计已知数据：枪管、机头、机体质量 M_A、M_{B1}、M_{B2}；枪管的加速工作行程 x_A；加速开始瞬时枪管、机头与机体的共同速度 V_{AB}；按自动循环所需工作能量在加速终了机体应达到的速度 V_B；枪管和枪机复进簧工作图表；楔形体倾角 β 等。

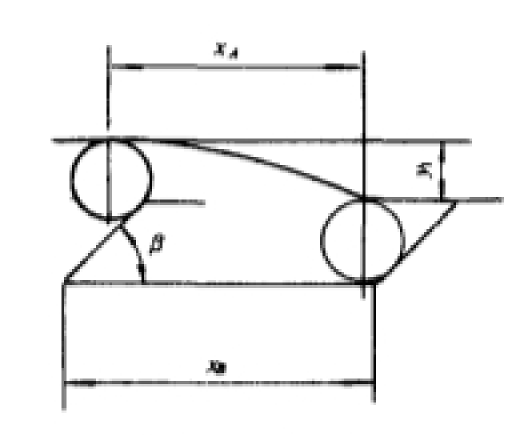


图 2－59　加速过程机体的位移(行程)

（1）根据开锁所需要的滚柱横向收拢距离 y_1，并按下式计算机体在加速过程的行程 x_B，即

$$x_B = x_A + y_1 \mathrm{ctg}\beta \qquad (2-133)$$

机体加速行程 x_B 的图示见图 2－59。

（2）只考虑枪管和枪机复进簧对加速过程的阻力时，由能量守恒定律可列出如下方程

$$(M_A + M_{B1} + M_{B2})V_{AB}^2 = (M_A + M_{B1})V_A^2 + M_{B2}V_B^2 + F_1x_A + F_2x_B$$

由此方程得枪管在加速终了时的速度 V_A 为

$$V_A = \sqrt{\left(1 + \frac{M_{B2}}{M_A + M_{B1}}\right)V_{AB}^2 - \frac{M_{B2}}{M_A + M_{B1}}V_B^2 - (F_1x_A + F_2x_B)/(M_A + M_{B1})}$$

式中　F_1、F_2——枪管复进簧、枪机复进簧在加速过程的平均簧力。

（3）加速终了的传速比

$$K_1 = \frac{V_B}{V_A}$$

（4）加速终了时机匣定型板凸轮曲线切线与膛轴的夹角 α_1

$$\mathrm{tg}\alpha_1 = \frac{K-1}{\mathrm{ctg}\beta} = (K_1 - 1)\mathrm{tg}\beta$$

（5）从运动平稳性角度取定型板凸轮曲线开始角度 $\alpha_0 = 0$，在 α_0 与 α_1 之间取若干角，用光滑曲线与上述角边相切(图 2－60)，则所得曲线即为定型板的凸轮轮廓曲线。

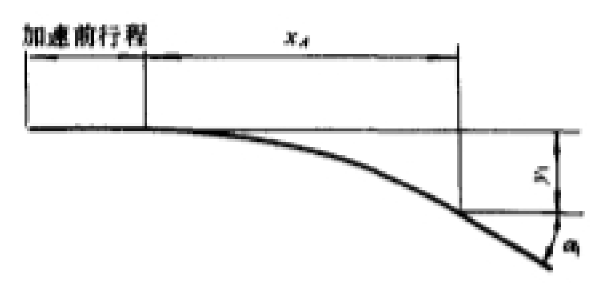


图 2－60　由传速比绘制定型板凸轮曲线

二、回转凸轮加速机构的结构设计

回转式加速机构的机匣定型板凸轮曲线为空间曲线，这种曲线不能直接采用作图法绘制。只有将其按定型板平均半径展开，并将机体螺旋槽也按接触长度的平均半径展开，然后采用前述平移凸轮的作图方法作凸轮轮廓曲线。当作出凸轮轮廓曲线的展开图之后，再将其卷在以平均半径作出的圆柱面上，

即可得到空间凸轮曲线。具体作图时可参考开、闭锁凸轮曲线槽的方法。

三、凸轮式加速机构的强度设计

如前所述，凸轮式加速机构有平移凸轮和回转凸轮两种。不论是哪一种凸轮加速机构，都是采用滚柱与曲线槽的接触传动方式。因此其载荷性质、失效形式与强度设计方法都与滚柱式闭锁机构类似，即：接触点处应力为接触应力，失效形式为接触疲劳，强度设计方法采用接触静强度与接触疲劳强度等。由于滚柱式闭锁支撑结构为滚柱与平面静接触，而滚柱式加速机构为滚柱与凹弧面滚动或滑动接触，所以二者的强度设计方法也不尽相同。

1. 接触应力计算

对于德 MG－42 机枪和 56 式 14.5 高射机枪的开锁加速机构，由于其接触形式为滚柱与内凹面，所以接触应力可用式(2－103)与式(2－104)或 (2－105)计算。

2. 接触静强度设计

滚柱式加速机构由于开锁与加速动作同步，所以又叫作开锁加速机构。在对其进行静接触强度设计时，机匣定型板凹弧面的曲率半径 R 应根据开锁加速运动规律要求先行确定，其设计方法见前面结构设计；滚柱半径 r 和接触长度 l 可用下述方法确定。

如果两接触构件的材料相同，联解式(2－103)、(2－105)、(2－112)得

$$\frac{PE(R-r)}{lRr}=\left(\frac{[\sigma]_{jw}}{0.418}\right)^2 \tag{2-134}$$

式中，滚柱总压力 P、材料弹性模量 E 与接触许用应力$[\sigma]_{jw}$、机匣定型板曲率半径 R 等均为已知，若参考同类结构先初定 r 或 l 中的一个，则另一个即可用此式确定。

3. 接触疲劳寿命估算

滚柱式开锁加速机构的接触疲劳强度设计方法基本与滚柱式闭锁支撑部分一样，此处不重复。下面主要以德 MG－42 机枪的开锁加速机构为例介绍其接触疲劳寿命估算方法.

该枪为枪管短后坐式。击发后，壳机力推动机头、枪管及机体部件一同自由后坐。当走完开锁前自由行程时，已获得一定速度和动量的滚柱(它与机头、枪管结为一体)突然与机匣定型板内凹面相撞，同时挤压机体的楔形体开始开锁加速过程。为了节省篇幅，这里给出自由行程阶段的后坐体质量 $M=2.49\text{kg}$，初始速度 $V_1=0$，开锁加速瞬间即自由行程末速 $V_2=4.16\ \text{m/s}$，经历时间 $t=1.36\times10^{-3}\text{s}$。则开锁加速瞬间后坐体对机匣定型板内凹面的撞击力 F，可用动量定理解出，即

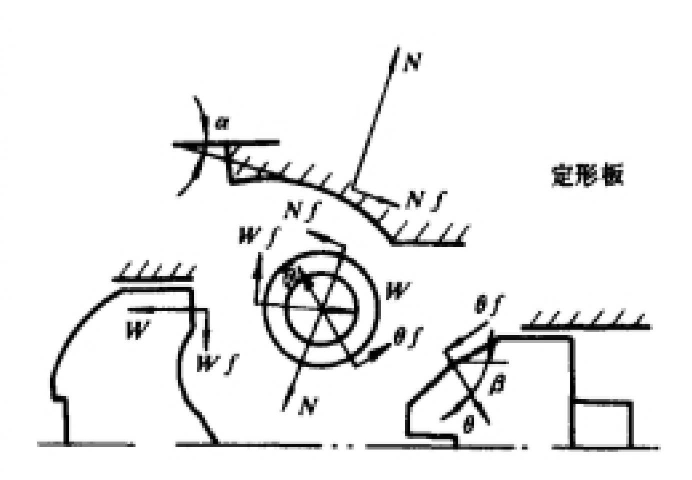


图 2－61　MG－42 开锁加速过程受力分析

$$F=\frac{M(V_2-V_1)}{t}=\frac{2.49\times4.16}{1.36\times10^{-3}}=7.62\text{kN}$$

设一个滚柱承受的撞击力为 W，则

$$W=\frac{F}{2}=3.81\text{kN}$$

为分析方便，图 2－61 画出一个滚柱及其相关构件的受力分析。

将各力在水平与垂直方向投影，列出如下平衡方程：

$$W-N(\sin\alpha+f\cos\alpha)-Q(\cos\beta-f\sin\beta)=0 \qquad (2-135)$$

$$N(\cos\alpha-f\sin\alpha)-Q(\sin\beta-f\cos\beta)-Wf=0 \qquad (2-136)$$

式中，$\alpha=0°$，$\beta=50°$，$f=0.05$。将这些数据代入式(2－135)与式(2－136)解出，得

$$Q=5.98\text{kN}$$

$$N=4.58\text{kN}$$

由图 2－32 知滚柱 $\phi15$ 段长度为 6.5mm，但是与该段滚柱接触的机匣定形板宽度为 5mm，故实际接触长度为 $l=5$mm。于是得到单位接触长度载荷为

$$q_Q=\frac{Q}{l}=\frac{5.98\text{kN}}{5\times10^{-3}\text{m}}=1.2\text{MN/m}$$

$$q_N=\frac{N}{l}=\frac{4.58\text{kN}}{5\times10^{-3}\text{m}}=0.92\text{MN/m}$$

机匣定形板圆弧曲率半径为 $R=25$mm，滚柱大圆柱半径 $r=7.5$mm，弹性模量 $E=2.058\times10^5$MPa，则

$$\sigma_{\max Q}=0.418\sqrt{\frac{q_Q\cdot E}{r}}=2399\text{MPa}$$

$$\sigma_{\max N}=0.418\sqrt{q_N E\frac{R-r}{R\cdot r}}=2094\text{MPa}$$

由前例知滚柱实测硬度 HB=418，于是得到：

$$\sigma_{z0}=2.7\text{HB}-68.6=1060\text{MPa}$$

考虑冲击会使材料接触疲劳极限 σ_{z0} 降低，若取折减系数 $K_c=0.8$，则修正后的接触疲劳极限 $\sigma_{z0}'=K_c\sigma_{z0}=848$MPa。

$$C=(\sigma_{z0}')^6N_0=3.72\times10^{24}$$

机匣定形板接触疲劳寿命 N_N 与楔形体接触疲劳寿命 N_Q 分别为

$$N_Q=\frac{C}{(\sigma_{\max Q})^6}=19514(\text{发})$$

$$N_N=\frac{C}{(\sigma_{\max N})^6}=44125(\text{发})$$

第三章　供弹机构设计

本章主要讲述目前自动武器常用的弹仓和弹链供弹机构的结构设计。称弹仓供弹为无链供弹，称弹链供弹为有链供弹。弹仓供弹的输弹能源常是外能源，所谓外能源就是非火药气体能源；弹链供弹的输弹能源可以是火药气体能源，也可以是外能源，或部分是外能源。

供弹机构一般包括容弹具、输弹机构和进弹机构三部分。输弹机构的作用是把容弹具中的弹药输送到进弹口；进弹机构的作用是把进弹口的弹药送入弹膛。

目前手枪、冲锋枪和步枪都用弹匣供弹；轻机枪有用弹匣的，也有用弹链的；80年代美国和其他国家列装的比利时米尼米轻机枪既可用弹匣，又可用弹链供弹；大口径机枪和自动炮采用弹链供弹的不少，但从目前发展看，采用大容弹量的弹鼓和弹箱无链供弹系统日益增多。

在自动武器各机构中，供弹机构是最复杂的。武器在射击过程中，供弹机构的故障率约占武器总故障率的30～70%。因此，本章还要介绍现有武器中供弹机构产生故障的原因以及减少故障的措施，以期完善供弹机构的设计。

§3.1　弹仓式供弹机构结构设计

弹仓包括弹匣、弹鼓和弹箱等。因为用它们输弹的共同特点是无弹链，且用弹簧或电源等外能源输弹。

3.1.1　对弹仓供弹机构的要求

在设计弹仓供弹机构时，必须考虑下列要求。

一、弹仓容弹量

一般说来，在武器质量和结构尺寸允许的情况下，要求弹仓容弹量尽可能大，以提高武器实际射速。对于单人使用武器的弹仓容弹量不能太多，否则要增加战士身上的负担，影响战斗效果。一般手枪弹匣容弹量在8发左右，步枪30～50发。班组用机枪的弹仓容弹量则可大些。机载或车牵引机枪和自动炮的弹仓容弹量则尽可能大。例如，美GAU－2B/A7.62mm转管式航空机枪和M167"伏尔康"20mm牵引转管炮的弹鼓容弹量分别为1500发和1200发。

对于容弹量较大的武器来说，还要考虑在射击时，由于满弹仓与非满弹仓的质量不同而使武器动力特性不同的问题。

二、供弹及时性

在射击过程中，当枪机（或炮闩）后坐并离开进弹口后，枪弹（或炮弹）在输弹簧力作用下，必须能及时到达进弹口，以便枪机在复进时能推弹入膛。用弹簧作为动力输弹时，因为输弹动作与枪机动作没有机械约束的同步关系，故必须计算供弹的及时性。用电机作为动力同时驱动枪机和输弹机构时，则必须在机构上有同步关系，以保证供弹及时性。

三、供弹可靠性

供弹可靠性主要包括输弹过程中的可靠性和进弹过程中的可靠性。

在输弹过程中，要求枪弹有次序地按预定路线进行运动，不能发生卡滞现象，更不能使枪弹受挤变形。后一发弹推前一发弹运动时，枪弹之间应为线接触，而不能是点接触。用弹簧输弹时，推各发弹运动的力是有限的弹簧力，当发生卡滞时，不会损坏输弹机构零件和使枪弹变形，这是目前多采用弹簧输弹的主要原因。例如，在瑞士双 35 自动高炮上，虽然输弹能源是电机，但它不直接作用于炮弹，而是适时地且间断地上紧输弹卷簧，使炮弹在有限的簧力作用下进行运动。

在进弹过程中，武器在任何射角射击时，枪弹必须受强制约束而按预定的进弹路线进入弹膛。但不能使弹尖顶端与导引斜面接触，对于有引信的弹丸更不允许。枪机（或推弹臂）推枪弹时应有足够的接触面积。

一般说来，输弹和进弹过程中出现的故障较多。但只要结构设计合理，可大大减少故障率。例如，美国“密集阵”20mm 转管舰炮采用弹鼓供弹系统供弹，其平均故障间隔发数（MRBF）已达 10000 发，可见该供弹系统的故障率是很低的。

四、易于重新装弹

当使用可换弹匣或弹鼓时，在枪弹射完后，应能迅速更换满弹匣；更换后，应能迅速开火。在单人使用的手枪和步机枪中，一般都设置有空仓挂机，以便能迅速更换弹仓和迅速开火。目前，手枪和步机枪都采用可迅速更换的弹仓。

当使用固定弹仓时，则要求能迅速往弹仓中重新装弹，装弹后能迅速开火。小口径自动炮一般都采用固定弹箱或固定弹鼓。例如美、荷共同研制的“守门员”30mm 七管转管舰炮，固定弹鼓的容弹量为 1190 发，人工装弹时需 20min，改为自动装弹时只需 2～3min。另外，还可采用附加弹鼓，当主弹鼓的弹射完后，附加弹鼓中的弹能自动地输入主弹鼓，将其装满。瑞士 35mm 双管牵引高炮由 GDF003 型发展到 GDF005 型时，附加弹箱能自动向主弹箱重新装弹，减少了用人工重新装弹的两名装弹手。

五、供弹机构结构简单、工艺性好

一般要求供弹机构的结构越简单越好。这不仅使制造经济，而且故障少。对于单人使用的武器，要求供弹机构结构紧凑，重量轻，便于战斗中携带和使用。为了减轻重量，许多武器采用铝合金和塑料弹匣与弹鼓。例如美国 M16A2 步枪和法国 MAS 步枪采用铝合金弹匣，奥地利 AUG 步枪采用塑料弹匣。对于大口径机枪和自动炮，弹鼓或弹箱常随枪身或摇架进行高低和方向转动，也要求其质量和转动惯量尽可能小，一般都由铝合金制成。

在结构设计时，必须考虑制造方便，成本低，便于大量生产。

六、应有足够的强度和刚度

在减小供弹机构质量的同时，必须保证弹匣等零部件有足够的强度和刚度，使其在工作时或受到意外的碰撞时，不能发生变形和破损，以免出现故障。供弹机构应尽量密封，以防尘土浸入，并应有防雨水的作用。

七、擦拭、维修方便

弹仓供弹机构要易于分解、结合，以便于擦拭、涂油；发生故障时，要易于排除。当武器不使用时，要易于排出武器中的弹药。

3.1.2 弹匣供弹机构结构设计

一、弹匣种类

按弹匣与武器的连接方式可分为固定弹匣和可换弹匣。

1. 固定弹匣

弹匣固定在武器上。枪弹打完后，用弹夹向弹匣内重新装弹，如图 3－1 所示的 56 式 7.62mm 半自动步枪的弹匣。旧式的非自动步枪都采用这种弹匣。但这种弹匣容弹量小，一般不超过 10 发，且重新装弹较慢，现代步枪已不采用。

枪弹打完后，可将空弹匣取下，换上事先已装满枪弹的弹匣。这样换弹匣的时间比用弹夹向固定弹匣重新装弹的时间短，且可换弹匣的容弹量大，提高了武器的战斗力。但在战斗中，必须配备足够多的弹匣，在战士身上增加了重量。现在已采用轻金属（如铝合金）或塑料弹匣来减轻战士的负担。因手枪、冲锋枪和步枪一般都用于短距离交火，希望尽快重新装填弹药，故都采用可换弹匣。

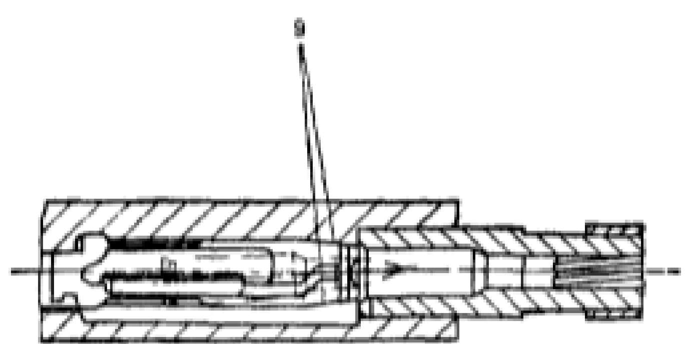


图 3－1 56 式 7.62mm 半自动步枪弹匣

1—弹仓导弹面；2—枪管导弹面；3—弹仓身；4—送弹板；5—送弹板轴；6—送弹连杆；7—弹仓盖；8—送弹簧；9—机匣导弹面

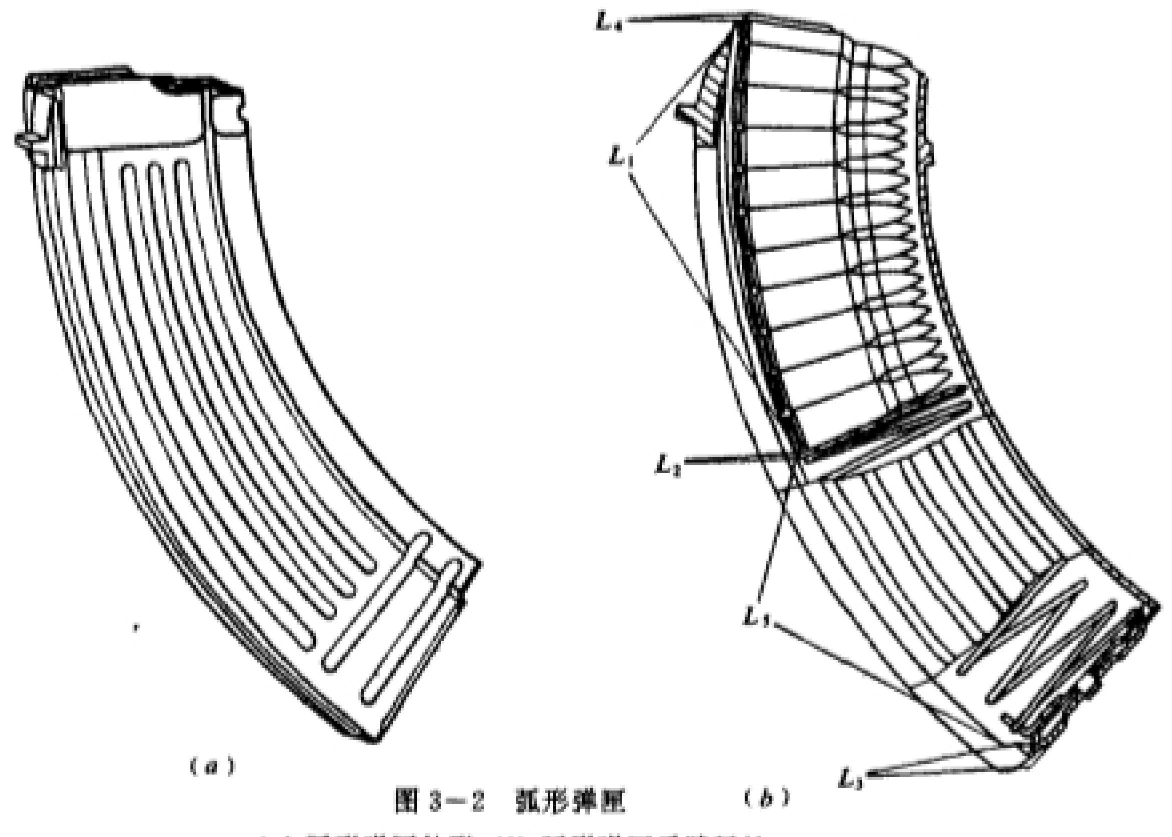
二、弹匣的形状

弹匣外形有弧形、梯形、矩形和平行四边形四种。弹匣的外形应根据弹壳的外形和枪弹在弹匣内的排列，且按供弹可靠的原则来确定。

弧形弹匣如图 3－2 所示，它是根据弹壳的锥度，使枪弹能在弹匣中紧密接触而有序的排列，且运动一致性好而设计的。现代冲锋枪和步机枪的弹壳都有一定的锥度，且弹匣容弹量都在 20 发以上，一般都采用弧形弹匣，弧形弹匣的携带和装箱运输的方便性与矩形和梯形相比要差些。

梯形弹匣和矩形弹匣（两者统称直形弹匣）可用于弹壳锥度较小，且容弹量不多的武器。如 50 年代英国列装的 L_1A_1 自动步枪，采用梯形弹匣，美国在第二次世界大战中用的 M1 卡宾枪采用矩形弹匣，如图 3－3 所示。这类弹匣虽然携带和装箱运输稍方便些，但枪弹在弹匣内排列不紧密，运动一致性较差，现代步机枪很少采用。

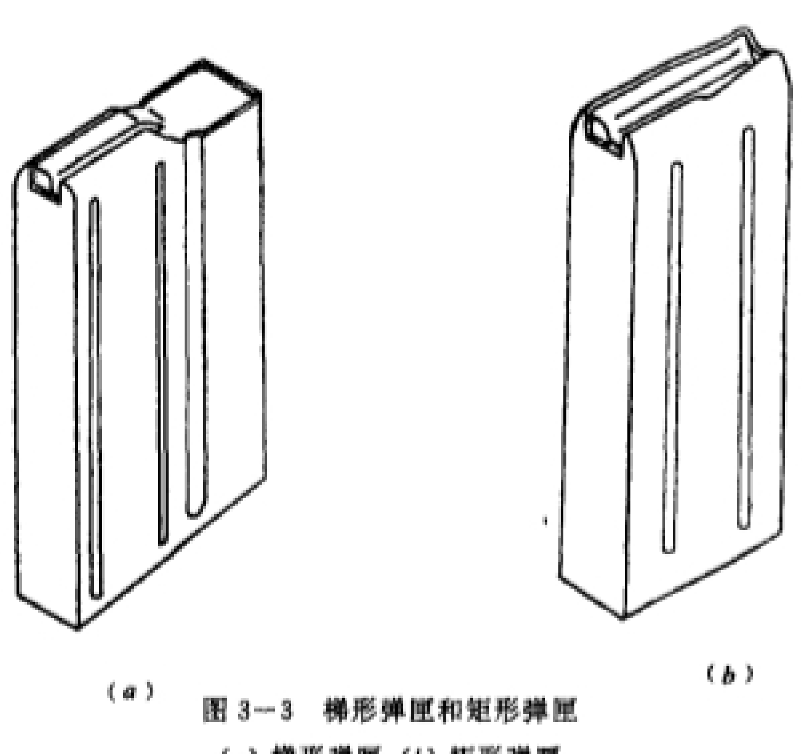
平行四边形弹匣是手枪常用的弹匣，因为手枪弹外形的锥度很小。手枪弹匣一般装在握把内，根据握把举手射击的特点，需要弹匣与枪管成大于 90°的倾角，故弹匣成平行四边形，如图 3－4 所示的 54 式 7.62 手枪弹匣。



(*a*)　　　　　　　　　　　　　　　　(*b*)

图 3－2　弧形弹匣

(*a*) 弧形弹匣外形；(*b*) 弧形弹匣后壁弧长



(*a*)　　　　　　　　　　　　　　　　(*b*)

图 3－3　梯形弹匣和矩形弹匣

(*a*) 梯形弹匣；(*b*) 矩形弹匣

枪弹在弹匣内的排列分单行和双行交错排列。单行排列的弹匣宽度小，容弹量也少，主要用于手枪。双行交错排列的容弹量大，冲锋枪和步机枪均采用，如图 3－5 所示。

弹匣可安装在武器的上、下、左、右各个位置，各有其优缺点。但比较起来，以安装在下方为好，以便将瞄准具和提把安在上方，在卧姿射击时也便于隐蔽。目前研制的冲锋枪和步机枪的弹匣都安装在下方。以前的捷克轻机枪、麦德森轻机枪等的弹匣是安在上方的。英国司登冲锋枪的弹匣安在左方，兼作左手握把。但这样使武器质心偏于左侧，易影响射击精度，且武器横向尺寸加大，不便携带，目前未见再采用。

弹匣的两侧或后方常开有观察孔，便于观察弹匣内剩余弹有多少，这对近距离交战的手枪是十分重要的。

表 3－1 列出了我国和国外一些弹匣性能数据。

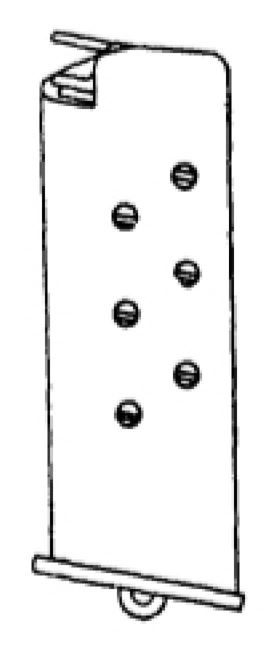



图 3－4　54 式 7 62 手枪弹匣

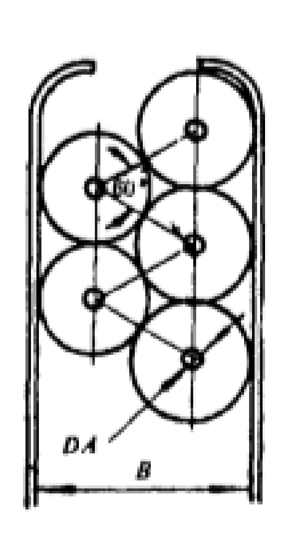


图 3－5　双行交错排列弹匣

表 3－1　几种国内外武器的弹匣性能数据

武　器　名　称	弹匣形状	容弹量/发	空弹匣质量/kg	满弹匣质量/kg
54 式 7 62mm 手枪	平行四边形	8(单排)	0 078	0 163
64 式 7.62mm 手枪	平行四边形	7(单排)	0.039	0 091
67 式 7 62mm 微声手枪	平行四边形	9(单排)	0 031	0 101
77 式 7 62mm 手枪	平行四边形	7(单排)	0 035	0 087
80 式 7 62mm 手枪	平行四边形	10;20	10 发;0 083 20 发;0 135	0 186 0 34
59 式 9mm 手枪	平行四边形	8(单排)	0 0453	0 124
美 M1911A1　9mm 手枪	平行四边形	7(单排)	1 13(带空弹匣全枪质量)	1.36(带满弹匣全枪质量)
意M92 美M92F 9mm 手枪	平行四边形	15(双排交错)	0 95(带空弹匣全枪质量)	1.145(带满弹匣全枪质量)
苏 ПСМ5"45mm 手枪	平行四边形	8(单排)	0.46(带空弹匣全枪质量)	0.51(带满弹匣全枪质量)
50 式 7 62mm 冲锋枪	弧　　形	35(双排交错)	0 34	0 7
54 式 7 62mm 冲锋枪	弧　　形	35(双排交错)	0.25	0.62
56 式 7 62mm 冲锋枪	弧　　形	30(双排交错)	0 325	0 82
64 式 7.62mm 微声冲锋枪	弧　　形	20,30	20 发;0 2 30 发;0 25	0 45 0 63
79 式 7 62mm 冲锋枪	直　　形	20(双排交错)	0 15	0.35
63 式 7.62mm 步枪	弧　　形	20(双排交错)	0 31	0 635

续表

武 器 名 称	弹匣形状	容弹量/发	空弹匣质量/kg	满弹匣质量/kg
81式7 62mm步枪	弧 形	30(双排交错)	0 23	0 72
美M14 7.62mm步枪	直 形	20(双排交错)	0 243	0 732
美M16A2 5 56mm步枪	弧 形	30	0.115	0 45
比利时FNC5 56mm步枪	弧 形	30	0 225	0 66
苏AK74 5 45mm突击步枪	弧 形	30	0 233	0.554
奥AUG5 56步枪	弧 形	30	0 121(塑料弹匣)	0.494

三、弹匣设计

弹匣设计的主要任务是确定弹匣的形状和尺寸。现分别叙述弧形弹匣和梯形弹匣的结构设计。

1. 弧形弹匣

弹壳外形一般都有锥度。为了增加弹匣容弹量，并使枪弹在弹匣中按一定路线运动，枪弹在弹匣内应紧密接触排列。这样排列的结果，枪弹的中心轴线必交于一点，弹底和弹头顶点形成的包络线必为两段圆弧，两圆弧曲率半径的大小，决定于弹壳锥度的大小。弧形弹匣就是这样形成的，如图3－6和图3－7所示。

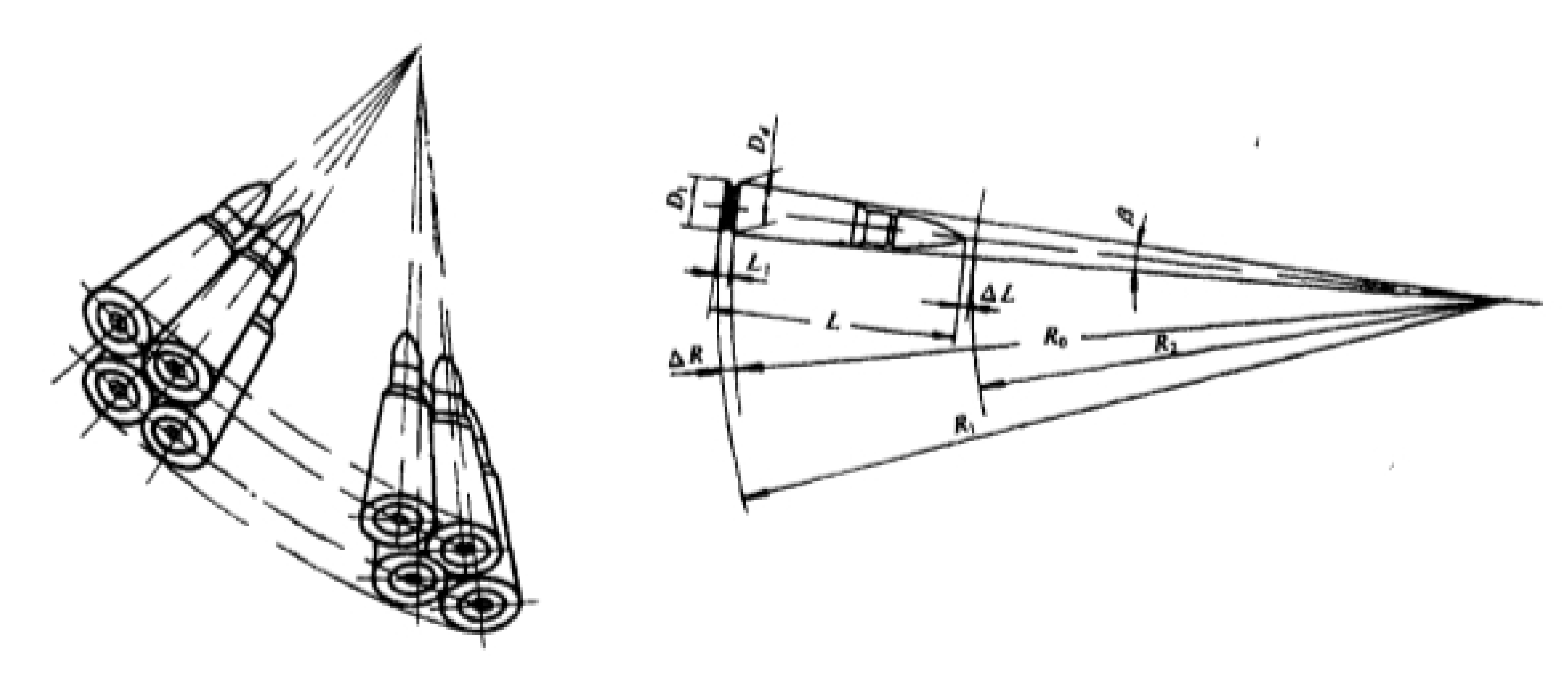


图3－6 两行交错排列枪弹轴线交于一点　　　　图3－7 弧形弹匣的曲率半径

目前，步、机枪一般都使用双排交错弧形弹匣，弹壳互相接触，任意相邻三颗弹的中心点呈三角形，如图3－5所示。这种弹匣能充分利用空间，容弹量和外形尺寸对步、机枪都较适宜，且能使输弹簧作用力直接传至最上一发弹。也有设计成枪弹呈多排的弹匣，如图3－8所示，但很少采用。

从理论上分析，为使枪弹不错位，不随意摆动，而按一定路线运动，则弹壳之间以及弹壳与弹匣两侧壁之间应紧密接触。由于弹壳大，弹头小，这样就保证了弹头在运动过程中不与任何东西接触，避免划伤而影响飞行稳定性。所以，弹匣两侧壁只能导引弹壳运动。为满足这些要求，弹匣的形状就应该是：由于弹壳有锥度，弹匣两侧壁导引弹壳前部的横向尺寸要小于导引弹壳后部的横向尺寸，弹匣前后壁的理论轮廓应为球面形。为了制造方便，可按与理论轮廓相

近的形状进行加工。

下面以 56 式 7.62mm 枪弹为例，说明弹匣主要尺寸的确定方法。

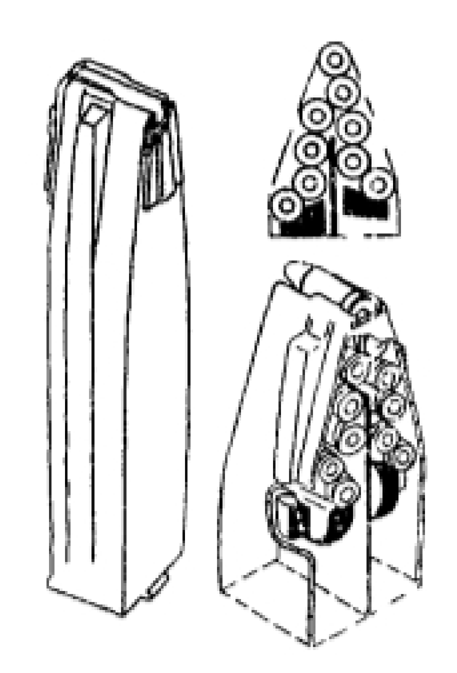


图 3－8　枪弹呈多排弹匣

(1) 弧形弹匣的曲率半径。如图 3－7 所示，弹匣后内壁曲率半径为

$$R_1 = R_0 + \Delta R = \frac{D_d}{2\sin\beta} + \frac{l_1}{\cos\beta} \qquad (3-1)$$

弹匣前内壁曲率半径为

$$R_2 = R_1 - \frac{l + \Delta l}{\cos\beta} \qquad (3-2)$$

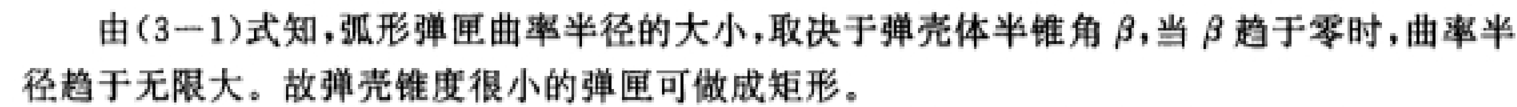
式中　l——弹壳长度；

l_1——弹壳底端面至一锥体后端距离；

D_d——弹壳一锥体后端直径；

β——弹壳体半锥角；

Δl——弹头与弹匣间的间隙，一般取 $\Delta l = 1 \sim 2\text{mm}$。



由(3－1)式知，弧形弹匣曲率半径的大小，取决于弹壳体半锥角 β，当 β 趋于零时，曲率半径趋于无限大。故弹壳锥度很小的弹匣可做成矩形。

(2) 弧形弹匣体前后壁的弧长。如图 3－2(*b*)所示，枪弹双排交错的弹匣体后壁弧长 S_1 为

$$S_1 = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 \qquad (3-3)$$

式中　L_1——n 个弹壳底部所占弧长，$L_1 = (n+1)R_1 \times 2\beta/2$；

L_2——托弹板所占弧长；

L_3——弹匣底盖厚度所占弧长；

L_4——扣弹齿厚度所占弧度；

L_5——装满枪弹时托弹簧所占弧长。

弹匣体前壁弧长 S_2 为

$$S_2 = \frac{R_2}{R_1} S_1 \qquad (3-4)$$

(3) 弹匣内部宽度的确定。弧形弹匣的径向横断面多为矩形，如图 3－9 所示。弹匣内部宽度尺寸主要是指弹匣两侧对弹壳体定位筋的宽度尺寸 B_1。由于枪弹双排交错时相邻三个弹的轴心点呈等边三角形(图 3－5)，故 B_1 可按下式求得：

$$B_1 = D_1 + D_1\cos 30° + \Delta = 1.866D_1 + \Delta \qquad (3-5)$$

式中　D_1——弹匣定位筋处的枪弹直径；

Δ——弹匣定位筋处与枪弹之间的间隙。

弹匣对弹壳口部的定位筋宽度 B_2 为

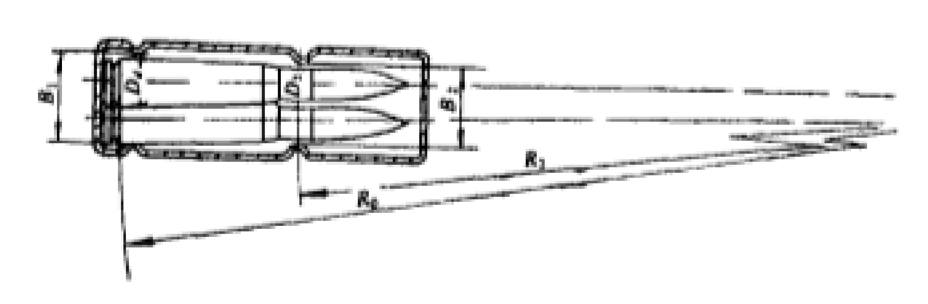
$$B_2 = 0.866\frac{R_2'}{R_0}D_d + D_2 + \Delta \qquad (3-6)$$

式中　R_0——弹壳后端面至其锥形顶点的距离；

D_2——弹匣定位筋处弹壳口部直径；

R_2'——弹壳口部定位筋处至弹壳锥形顶点的距离。

弹匣上定位筋的作用除对弹壳定位外，还可增大弹匣的刚度，使其不易变形。有了弹壳定位筋，可减少弹壳和托弹板对弹匣两侧壁的接触面，减小摩擦阻力，使输弹运动灵活。


图 3—9　弹匣内部宽度

弹匣体多由薄钢板和薄铝板制成，两侧壁还冲成数条辅助筋以增大弹匣体的刚度。

现将几种武器弧形弹匣的尺寸列入表 3—2

表 3—2　几种武器的弧形弹匣主要尺寸

武器名称	容弹量/发	枪弹最大直径/mm	枪弹长/mm	弹匣内长/mm	弹匣内宽/mm	扣弹齿长 l/mm	扣弹齿宽 b/mm
54 式 7 62 冲锋枪	35	9 95	34 85	35 6	18 65	20	10 6
56 式 7.62 冲锋枪	30	11 35	56	57	21 6	28	12 5
捷 58 式冲锋枪	30	11 35	56	57	21 6	26	12 8

对于弹底有突缘的枪弹弹匣形状还必须考虑避免突缘之间相互挂住的问题。图 3—10 是 79 式 7.62mm 狙击步枪的弹匣外形图，因为该弹匣装的是 53 式有突缘枪弹，装弹时，枪弹的突缘部位只有从装弹口的中部才能装入，再向后推移到位，使上面枪弹突缘处于下面枪弹突缘前方，避免突缘相互挂住。

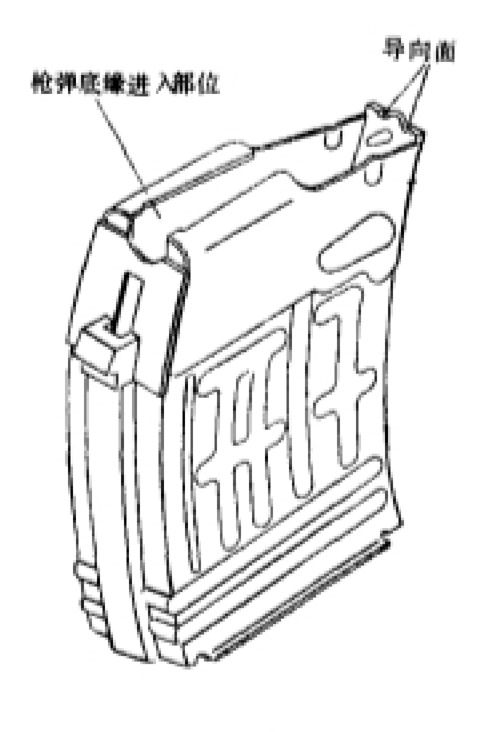


图 3—10　79 式 7 62 狙击步枪弹匣外形图

2. 梯形弹匣

梯形弹匣是弧形弹匣的简化，只适于弹壳锥度不大的枪弹。

梯形弹匣的后壁高 H_1 由图 3—11(a)所示各部分之和，即

$$H_1 = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 \qquad (3-7)$$

式中　h_1——枪弹底径所占高度；

h_2——托弹板所占高度；

h_3——弹匣底盖所占高度；

h_4——扣弹齿所占高度；

h_5——装满枪弹时托弹簧所占高度。

为使枪弹在梯形弹匣内不能随意摆动，且按一定路线运动，弹壳之间必须紧密接触。由于弹壳有锥度，这样就使各枪弹轴线与弹匣后壁垂线成不同的夹角，如图 3—11(b)、(c)所示。设弹匣内一行有 n 发枪弹，若弹匣进弹口处的枪弹轴线与后壁垂直(如英 L_1A_1 步枪弹匣)，则紧跟的第二发枪弹底端面与弹匣后壁成 2β 倾角，第三发成 4β 倾角，第 n 发则成 $2(n-1)\beta$ 倾角。

故弹匣后壁枪弹所占高度 h_1 为

$$h_1 = D_A + ac + cd + \cdots$$
$$= D_A + \frac{\cos\beta}{\cos 3\beta} D_A + \frac{\cos\beta}{\cos 5\beta} D_A + \cdots + \frac{\cos\beta}{\cos(2n-1)\beta} D_A$$
$$= D_A \sum_{n=1}^{n} \frac{\cos\beta}{\cos(2n-1)\beta} \tag{3-8}$$

当弹匣内枪弹为双行交错排列时，可近似地用下式求弹匣后壁枪弹所占高度 h_1 为

$$h_1 = D_A \sum_{n=1}^{n} \frac{\cos\beta}{\cos(2n-1)\beta} + \frac{\cos\beta}{\cos 2n\beta} \cdot \frac{D_A}{2} \tag{3-9}$$

梯形弹匣前壁高度 H_2（双行交错排列时）为

$$H_2 = H_1 - A\text{tg}2n\beta \tag{3-10}$$

式中 A——弹匣内腔长度。

梯形弹匣内腔长度 A 的算法如下：

由于枪弹在弹匣内成不相同的倾斜角排列，故枪弹轴线在垂直弹匣后壁方向投影长度 A' 可用下式表示。

$$A' = \frac{D_A}{2}\sin\alpha + l\cos\alpha$$

式中 l——枪弹长度；

α——枪弹轴线与垂直于弹匣后壁垂线的夹角。

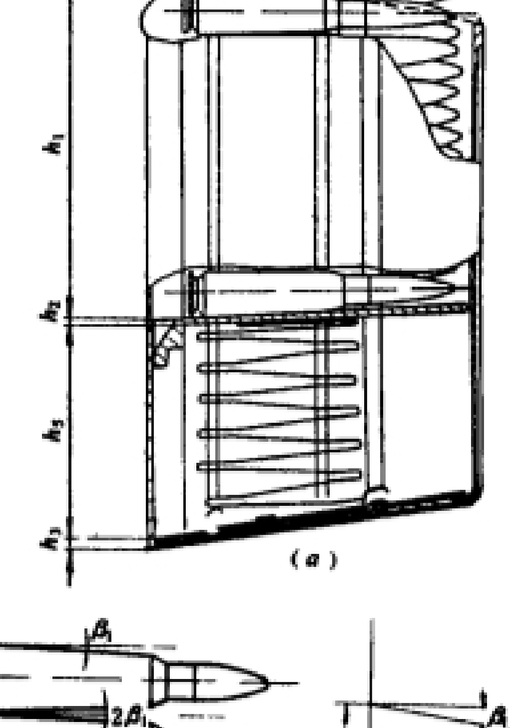
A' 值最大时枪弹轴线的倾角可将上式微分求得：

$$\frac{D_A}{2}\cos\alpha - l\sin\alpha = 0$$

$$\alpha = \text{arctg}\frac{D_A}{2l}$$

所以

$$A_{max}' = \frac{D_A}{2}\sin\left(\text{arctg}\frac{D_A}{2l}\right) + l\cos\left(\text{arctg}\frac{D_A}{2l}\right)$$



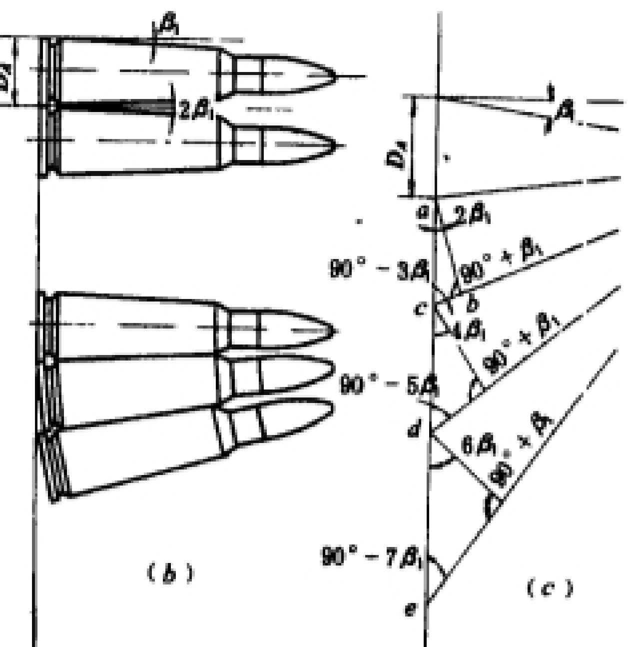


图 3—11 梯形弹匣后壁高度的构成

A 可由下式求得：

$$A = A_{max}' + \Delta \tag{3-11}$$

式中 Δ——枪弹弹尖至弹匣前壁的间隙，一般取 $\Delta = 1 \sim 2\text{mm}$

在设计梯形弹匣时，若使弹匣口部第一发弹轴线垂直于弹匣后壁，则由于弹壳有锥度，随着枪弹的增多，与托弹板相接触的那发枪弹与后壁的倾角也就越来越大。输弹簧作用在托弹板上的垂直分力 P（推枪弹运动的力）随着托弹板倾角增大而减小，水平分力 F 却增大（即增大弹匣对托弹板的摩擦阻力），如图 3—12 所示。这样将会造成枪弹运动困难，以致影响输弹可靠

性。这是梯形弹匣容弹量不宜过大的主要原因。为使输弹力 P 减小得不致过大，可将弹匣进弹口及底部都倾斜一定角度，如美 M14 和德 G3 自动步枪所用弹匣。79 式 7.62mm 冲锋枪使用直形弹匣，弹匣左右两侧有与枪弹第一锥体相接触的两条导引突筋，它具有与水平线构成负 6°的抱弹口，可旋转的托弹板能自动补偿枪弹锥角的积累。

梯形弹匣宽度尺寸的确定与弧形弹匣相同。几种武器的梯形弹匣主要尺寸如表 3－3 所示。

表 3－3　几种武器梯形弹匣主要尺寸

武器名称	装弹量（发）	枪弹最大直径 /mm	枪弹长 /mm	弹匣内长 /mm	弹匣内宽 /mm	扣弹齿长 l/mm	扣弹齿宽 b/mm	进弹处的倾角 α_1/(°)	弹匣底部倾角 α_2/(°)
英 L_1A_1 自动步枪	20	11 95	71 1	72	23 4	25	16.4	90	80
德 G3 自动步枪	20	11.95	71 1	72	24	32.5	13 3	87 5	86
英 M14 自动步枪	20	11 95	71 1	73	22 6	30 5	13 6	88 50	87 5

3. 弹匣最小体积设计法

在保证弹匣一定容弹量和供弹及时性的前提下，设计最小体积的弹匣，关键在于设计体积最小的托弹簧，也就是设计托弹簧的最小装配高度。由理论分析计算可知，要获得托弹簧的最小装配高度，必须是最大负荷 P_1（即弹簧压缩最大时的力）与装配负荷 P_Z（即弹簧装在弹匣内，未装弹时的预压力）之比等于 2.5。弹簧最小体积的设计方法可参考第八章“弹簧设计”。

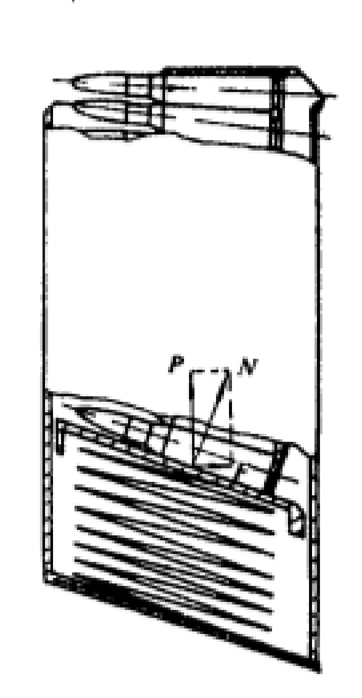


图 3－12　输弹力与托弹板倾角的关系

四、输弹机构设计

弹匣供弹机构是利用弹簧能量输弹的。输弹机构装在弹匣内，它主要由托弹板和托弹簧组成，其作用是依次而及时地将枪弹输至进弹口。

1. 托弹板设计

托弹板一般用薄钢板冲压制成，套在托弹簧上面。上表面与枪弹弹壳接触，在托弹簧作用下，推枪弹至进弹口。

托弹板的形状应使枪弹在弹匣内有序的排列，并与最下面一发枪弹的弹壳锥体部紧密接触。对于枪弹在弹匣内呈双行交错排列的托弹板，应具有使枪弹呈交错排列的台阶形，使任意三个相邻枪弹的三个中心点形成等边三角形。为使三个相邻枪弹轴线交于弹壳体锥体的顶点。托弹板的台阶形状应与弹壳的锥形相适应，如图 3－13 所示。上下台阶之间应圆滑过渡。这样才能使枪弹弹壳之间保持直线接触，以保证枪弹在托弹簧力作用下按一定路线运动，而不能随意摆动。

托弹板通常还兼作容量限制器，即限制弹匣的最大容弹量。同时还控制托弹簧的最大压缩量，使托弹簧在装满枪弹受到最大压缩时各圈之间仍有一定的间隙。为了便于装弹，当弹匣内

枪弹装至最大容弹量，托弹板压至最低位置时，枪弹与弹匣口之间需有一定的间隙，此间隙称装弹间隙 Δ，一般可取 $\Delta=D_d/3$（D_d 为枪弹最大直径）。

弧形弹匣托弹板的前后端应呈弧形，以保证托弹板能顺利转动。

2. 空仓挂机设计

在手枪、冲锋枪和步枪上一般都设计有空仓挂机机构。弹仓中的枪弹打完后，空仓挂机将枪机挂在后方，以指示枪弹已经打完，且便于重新装弹或更换弹匣，能迅速使武器处于待发状态。

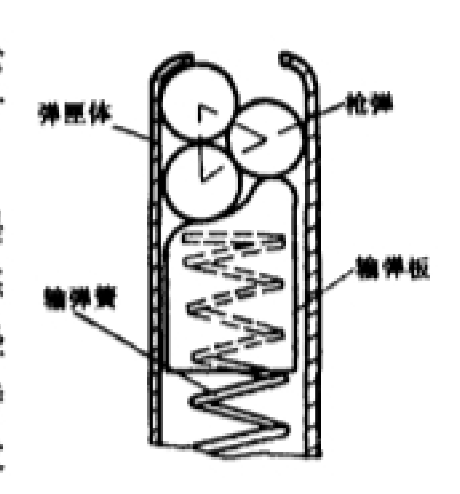


图 3—13 托弹板的形状

一般说来，射手在瞄准目标之后，若枪弹立即射出，则能提高单发和首发命中率。闭锁时呈待发状态与开锁时呈待发状态相比，从扣扳机到弹丸出枪口的时间，前者经历时间短，后者经历时间长，而且后一种方式枪机复进到位有冲击。显然，闭锁待击方式的单发和首发命中率较高。因为手枪和步枪常使用单发射击，且希望命中率较高，故都采用击锤回转式击发机构和闭锁待击方式，也都设计有空仓挂机机构。

空仓挂机机构一般由空仓挂机、空仓挂机簧和托弹板等组成。图 3—14 所示的是 56 式 7.62mm 半自动步枪的空仓挂机机构。当弹仓中的枪弹射完后，枪机后坐到离开空仓挂机所在位置时，托弹板在托弹簧的作用下，利用其尾部突起将空仓挂机推到上方位置。枪机复进时，空仓挂机的后平面将枪机挂住，并停在弹仓后方位置，以指示弹仓内无弹，射手应迅速重新装弹。更换弹匣或在弹仓中装入枪弹后，由于托弹板下移，只要稍向后拉动枪机，则空仓挂机复位（下移），枪机可复进到位闭锁。凡是用弹匣供弹的空仓挂机，其结构原理大致都是如此。

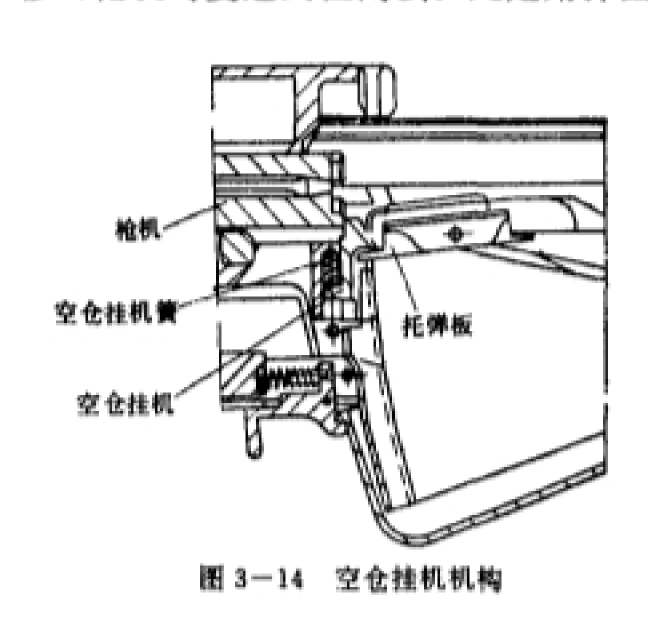


图 3—14 空仓挂机机构

3. 弹匣供弹及时性计算

弹匣输弹动作与枪机动作无约束关系。托弹簧是弹匣供弹的能源，它必须保证在从枪机后退到其前端面越过枪弹底部开始，经后退到位并复进至推弹位置的时间内，把枪弹送到进弹口（即枪弹被推位置）。

设 Δt_f 代表枪机离开枪弹底部后退到位后再复进到开始推弹的时间，可由计算或实验获得。Δt_d 代表枪弹在托弹簧的作用下，从枪机离开枪弹底部瞬间到枪弹到达弹口位置所需的时间。在一般情况下枪弹移动的距离 Δh 等于枪机的推弹高度 h'，如图 3—15 所示。

供弹及时的条件是：$\Delta t_d<\Delta t_f$。为了保证在有意外阻力时，也能及时地供弹，常取安全系数为 2。即

$$\Delta t_d \leqslant \frac{1}{2}\Delta t_f$$

这样在求 Δt_d 时，就只需作近似的计算。假设托弹簧工作时，枪弹由静止状态加速至最大速度 V_{max}，并近似地认为它是等加速运动。所以

$$V_{pj} = \frac{1}{2}V_{max}$$

式中　V_{pf}——输弹时弹匣内枪弹运动的平均速度。

于是

$$\Delta t_d = \frac{\Delta h}{V_{pf}} = \frac{2\Delta h}{V_{max}}$$

速度 V_{max} 可以由弹匣内枪弹移动 Δh 后的动能等于托弹簧作用在枪弹上的力所作的功求得。

略去弹簧质量的影响，并近似地取平均弹簧力为

$$P = Kh$$

式中　K——托弹簧的刚度；

h——每当开始推送枪弹时，托弹簧的压缩量(此值是变化的，随着弹匣内枪弹数量的减少而减少)。

由此，动能方程可写为

$$\frac{MV_{max}^2}{2} = p \cdot \Delta h = K \cdot h \cdot \Delta h$$

式中　M——弹匣内枪弹与托弹板的质量。

上式可写作

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2K \cdot h \cdot \Delta h}{M}}$$

因之得到

$$\Delta t_d = \frac{2\Delta h}{V_{max}} = \sqrt{\frac{2M \cdot \Delta h}{K \cdot h}}$$

由于枪弹的质量和弹簧的压缩量均随弹匣内枪弹多少而变化，所以每一发枪弹在托弹簧力的作用下达到进弹口所需的时间是不相等的。因此，应在两个极端的情况下，检验供弹的及时性。

(1) 弹匣内装满 m 发枪弹时的 Δt_{dm}。这时质量 M_m 等于 m 发枪弹和托弹板的质量。此时弹簧的压缩量用 f_m 表示，相应的弹簧力用 P_m 表示，则

$$\Delta t_{dm} = \sqrt{\frac{2M_m \cdot \Delta h}{K \cdot f_m}} = \sqrt{\frac{2M_m \cdot \Delta h}{P_m}} \tag{3-12}$$

(2) 弹匣内仅有一发枪弹时的 Δt_{d1} 质量。M_1 即为一发枪弹和托弹板的质量。此时弹簧的压缩量用 f_1 表示，相应的弹簧力用 P_1 表示，则

$$\Delta t_{d1} = \sqrt{\frac{2M_1 \cdot \Delta h}{K \cdot f_1}} = \sqrt{\frac{2M_1 \cdot \Delta h}{P_1}} \tag{3-13}$$

保证供弹及时性的条件是

$$\Delta t_{dm} \leqslant \frac{1}{2}\Delta t_f$$

和

$$\Delta t_{d1} \leqslant \frac{1}{2}\Delta t_f$$

为了保证供弹及时性，可根据(3－12)和(3－13)式来设计托弹簧(参见弹簧设计一章)。

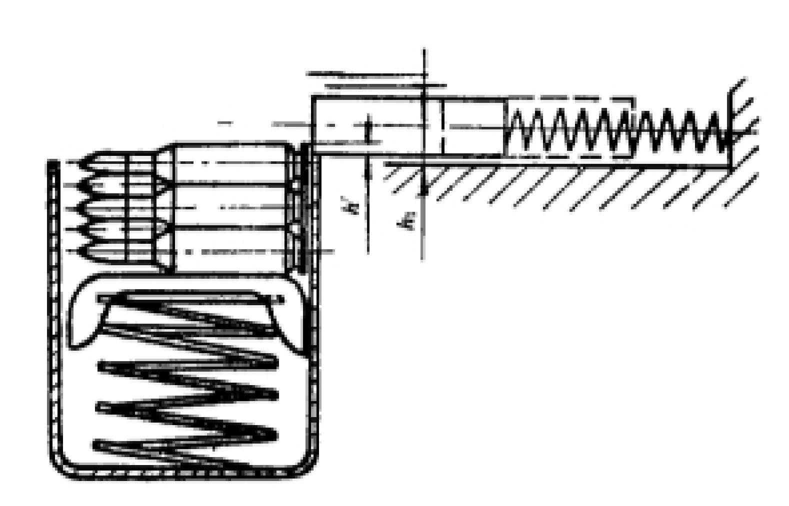


图 3－15 托弹簧的供弹及时性

五、进弹机构设计

枪机将位于弹匣上进弹口的枪弹推入弹膛的有关零件称弹匣进弹机构。一般包括枪机上的推弹突笋、弹匣上的扣弹齿、机匣和枪管上的导引斜面等组成。弹匣进弹机构的设计内容如下。

1. 进弹口位置的确定

进弹口的位置决定于弹匣在机匣上的位置。如图 3－16 所示，进弹口相对枪膛的高低 h、远近 s 和倾角 α 的大小直接影响着进弹的可靠性。各种枪的试验表明，由于进弹口位置不正确而发生卡弹、空膛等故障率是相当高的。

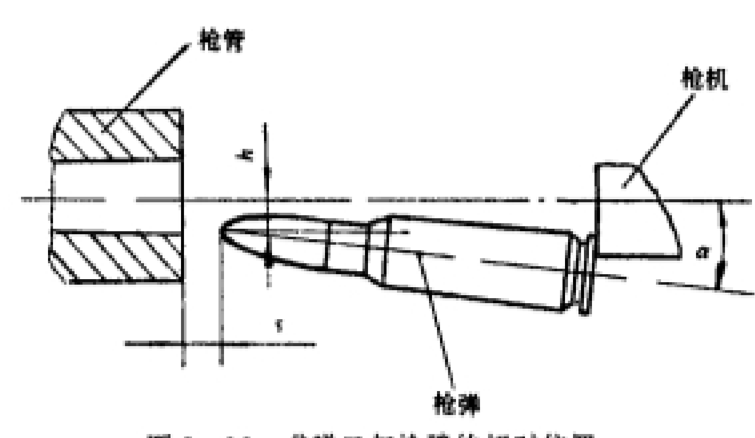


图 3－16 进弹口与枪膛的相对位置

提高进弹可靠性的主要措施如下。

(1) 尽量使位于弹匣进弹口处的枪弹中心线与枪膛轴线接近，即尽量减小 h 的尺寸。

(2) 尽量使枪弹弹头靠近枪膛尾端，以缩短进弹行程 S，一则可使枪弹迅速进入弹膛，二则可缩短机匣尺寸。

(3) 在减小 h、S 的前提下，尽量减小枪弹入膛的倾角 α。若倾角太大，则由于枪机推枪弹入膛时枪弹的急剧转动而易使枪弹底部从枪机推弹突笋上滑脱。这是产生卡弹和跳弹的主要原因。减小 h，增大 S，则使倾角 α 减小。所以，在设计时，应合理布置 h、S、α 的大小。表 3－4 列举了几种武器进弹口的位置尺寸。

表 3－4 枪弹在进弹口的位置尺寸

武器名称	56 式 7.62 半自动步枪	英 L_1A_1 自动步枪	捷 58 式 冲锋枪	56 式 7.62 冲锋枪	美 M14 自动步枪
枪机中心线距推弹突笋最低点尺寸 h_1/mm	9	8	9	10	9
弹头至枪管尾端面尺寸 S/mm	7	8	14	18	6
枪弹最大外径/mm	11 35	11.95	11 35	11 35	11 95
进弹口处枪弹的倾角 α/°	5 33	0 88		2.82	3 4

由表中可看出，进弹口位置尺寸与闭锁支承面的位置有关。因 56 式半自动步枪和英 L_1A_1

自动步枪为偏移式闭锁机构，其闭锁支承面在后方，弹匣的安装位置可尽量靠前，因而 h_1 和 S 都较小，因56式冲锋枪和捷58式冲锋枪分别为机头回转式闭锁和中间零件闭锁，其闭锁支承面在前方，弹匣的安装位置就须靠后些，且弹匣的扣弹齿还需在枪机闭锁突笋的下方，故 h_1 和 S 较大。

(4) 枪机上的推弹突笋应有足够的推弹高度 h'，如图3—15所示。一般说来，推弹高度 h' 较高为好，以保证能可靠地推着枪弹。若 h' 较高，即便因其他原因枪弹不能及时到达进弹口，推弹突笋也有可能推着枪弹入膛，这样可减小空膛故障。但是，推弹高度 h' 不能随意加高，必须与弹匣上的扣弹齿高度相适应，以保证推弹突笋在两扣弹齿之间能顺利通过，且不能使机匣高度过大。

(5) 弹匣应在武器上固定可靠。因为上述各尺寸数据都是由弹匣与机匣的相对位置确定的，弹匣在机匣上有任何松动都将使这些尺寸发生变化，而影响进弹可靠性。

2. 扣弹齿设计

扣弹齿就是弹匣口部两侧的两个勾齿。它的作用就是把在输弹簧力作用下向上运动的枪弹控制在进弹口位置，同时在枪机推弹过程中，控制枪弹后半部，使之按一定的进弹路线入膛。

扣膛齿的主要尺寸是宽度 b、内半径 R_b 和长度 l，如图3—17和图3—18所示。

(1) 扣弹齿宽度 b 的大小既要保证枪机推弹突笋有足够的强度并能在其中顺利通过，又要能可靠抱住枪弹并控制在确定位置上，而不能从弹匣中跳出。

对枪弹双行交错排列弹匣，一般取

$$b = 1.1D_d \sim 1.3D_d$$

对枪弹单行排列弹匣，一般取

$$b = 0.75D_d \sim 0.95D_d$$

以上两式中的 D_d 为枪弹最大直径。

(2) 扣弹齿的内半径 R_b 既要保证枪弹在推弹前有确定的位置，又要保证在推弹过程中枪弹按一定路线运动。这样就要求扣弹齿的内半径 R_b 小于弹壳最大半径 R_d，使扣弹齿与枪弹呈两条线接触，保证枪弹定位不变。

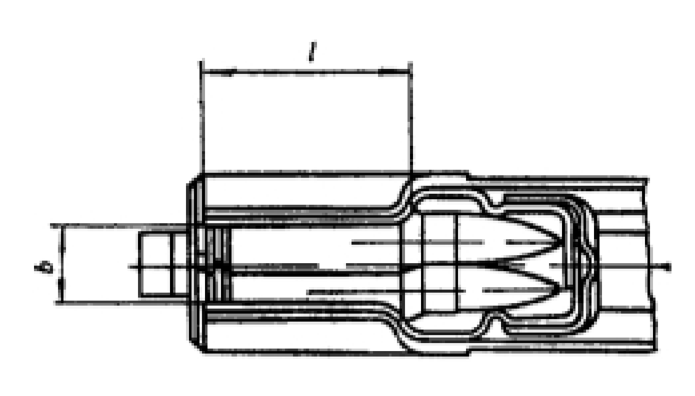
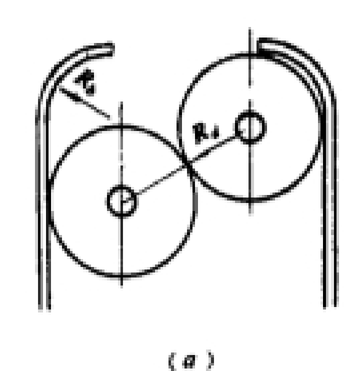


图3—17 弹匣扣弹齿的宽度和长度



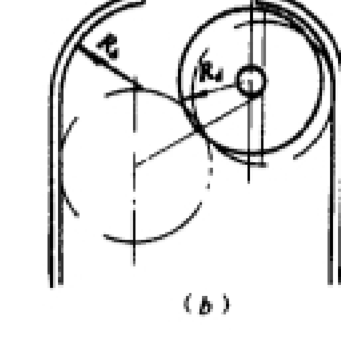


图3—18 弹匣扣弹齿内半径

(a) $R_b<R_d$; (b) $R_b>R_d$

(3) 扣弹齿的长度 l 按进弹可靠性来确定，其值与进弹行程 S 大小有关(参见图3—16)。若 S 小，枪弹少许前移即可进膛，可及早地脱离扣弹齿的控制，则 l 可短。反之，若 S 大，为保证进弹可靠，需使弹头进入弹膛一定长度后，弹底才可脱离扣弹齿的控制，l 就需长些。另外，还应使托弹簧力作用在扣弹齿的控弹范围内，以保证扣弹齿牢固地控制枪弹。现有武器扣弹齿长 l，一般为枪弹长度的40%～60%。表3—5列举了几种武器弹匣扣弹齿的尺寸数据。

为了使弹匣口不易变形，保证进弹的可靠性，常用点焊口板的方法，以加强弹匣口的刚度。

表 3—5 几种武器的弹匣扣弹齿尺寸

武器名称	枪弹长度 /mm	枪弹最大直径 /mm	弹匣内长 /mm	弹匣内宽 /mm	扣弹齿长 l/mm	扣弹齿宽 b/mm	枪机推弹突笋宽 /mm	扣弹齿内半径 R_s/mm
81 式 7 62 自动步枪	56	11 35	57	21 6	28	12 5	11	5
捷 58 式冲锋枪	56	11 35	57	21 6	26	12 8	11	5
54 式 7 62 冲锋枪	34.85	9 95	35.6	18 65	20	10 6	8 4	4
美 M14 自动步枪	71 1	11 95	73	22 6	30 5	13.6	9 5	5 3
英 L_1A_1 自动步枪	71 1	11.95	72	22 6	25	16.4	7	4 7

3. 导引斜面设计

导引斜面的作用就是导引枪弹弹头按一定路线入膛。导引斜面常制作在弹匣前壁上端、机匣（或节套）的下方和两侧、枪管尾部等部位。对于双行交错排列的弹匣，位于扣弹齿控制位置的枪弹轴线相对枪膛轴线偏左或偏右。当枪机推枪弹入膛时，首先是弹匣前壁上端左侧或右侧的导引斜面导引弹壳斜肩和第一锥体接近枪膛轴线，然后机匣（或节套）和枪管尾端上的导引斜面导引枪弹上台靠中而按一定路线进入弹膛。

在设计导引斜面时，必须画出枪弹进弹路线几何图，如图 3—19 上画出了枪弹进弹路线的侧视图和俯视图。弹匣扣弹齿和导引斜面的形状和尺寸，应根据这个几何图来确定。在几何图上，必须保证在枪弹弹头未进入弹膛之前，要受扣弹齿和导引斜面强制约束，不能因惯性而随意运动。

按上述设计制造出样机后，要在动力条件下进行试验，以检验进弹可靠性。必要时，尚需要作适当的修改。

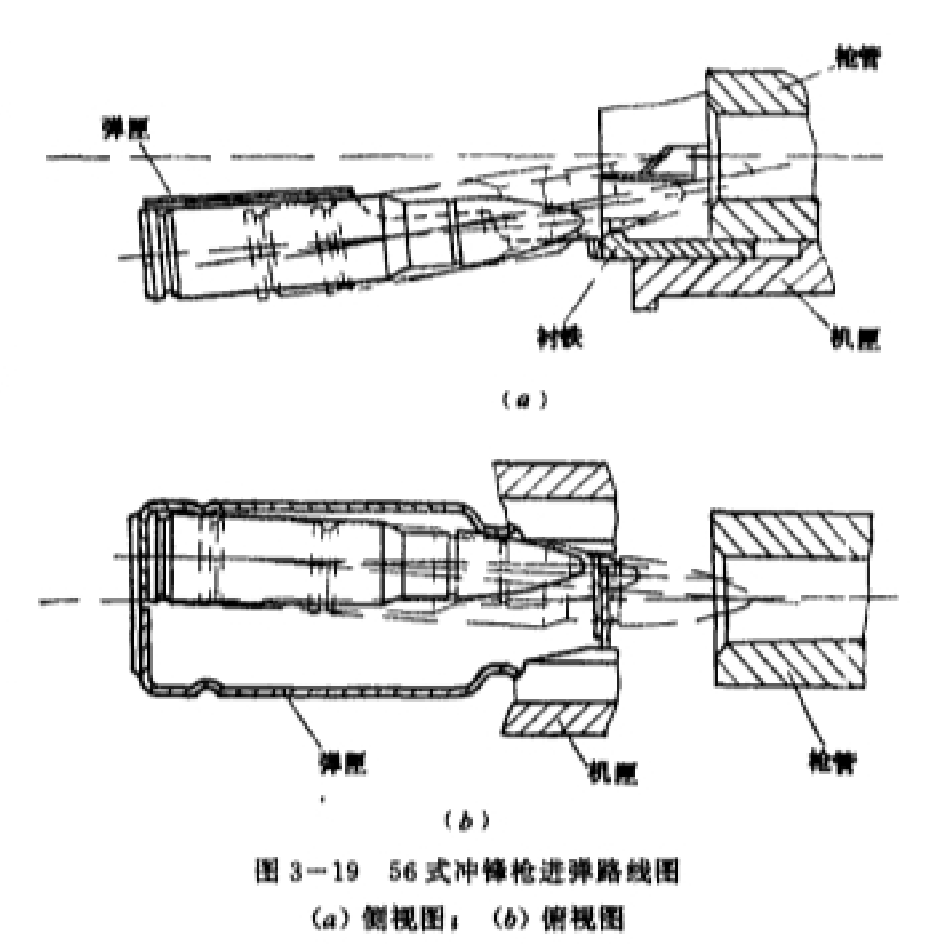


图 3—19 56 式冲锋枪进弹路线图
(a) 侧视图； (b) 俯视图

4. 推弹突笋设计

枪机上的推弹突笋必须与枪弹底端面有一定接触面积，以保证可靠地推弹入膛。但推弹高度和推弹宽度都不能太大。推弹宽度必须小于弹匣扣弹齿的宽度并留有一定的间隙，保证能顺利在其中通过。推弹高度太高时可能推到双行排列弹匣中下一发枪弹而发生故障，一般推弹高度为 1.5～3mm。对回转闭锁的枪机推弹突笋的后部要圆滑过渡到机体，如图 3—20 所示。否则，当枪机开锁后退，推弹突笋在下一发弹上擦过时，将会迫使弹匣内枪弹骤然下降，其加速度很大，回跳时容易发生跳弹或推双弹等故障。

3.1.3 弹鼓无链供弹系统结构原理

此处的“供弹系统”与“供弹机构”的含义基本相同。在小口径自动武器中，供弹系统较简单，常称为“供弹机构”；在大口径自动武器中，供弹系统较复杂，常包括外能源（电机或弹簧）、传动机构、输弹和进弹机构、弹鼓或弹箱等，常把这些部分组成的总体称为供弹系统。

图 3－20　56 式冲锋枪推弹突笋后部圆弧形状

在高射速武器中，因有链供弹机构中的弹链易发生故障，且增加了弹链的重量。现代机枪和小口径自动炮多采用无链供弹系统。除弹匣供弹属无链供弹系统外，还有弹鼓无链供弹系统和弹箱无链供弹系统这两种供弹系统。无链供弹系统按其射击时对弹壳及未发火弹的处理方法不同，分为“单向”和“双向”两种。无链供弹系统在射击时，实弹由储存鼓经传送带输给武器，射击后排出的弹壳或未发火的弹输送到专门的弹壳收集器中，形成单端不可逆路线，称为单向式无链供弹系统。射击时把排出的弹壳或未发火的弹由传送机构送回储存鼓（弹箱）中去，形成闭路回收线路，称为双向无链供弹系统，也是常见的无链供弹系统。

一、弹鼓的种类

弹鼓一般为圆形。对锥度较大的枪弹，也可做成截头圆锥形。弹鼓的容弹量较多，手提式机枪的弹鼓一般为 50～100 发；机载机枪、车载机枪和自动炮的弹鼓的容弹量很大，可达千余发。

根据枪弹在弹鼓中的排列方式不同，可分为枪弹轴向排列弹鼓和枪弹径向排列弹鼓。

1. 枪弹轴向排列弹鼓

弹鼓中枪弹轴线与弹鼓回转轴线平行的称枪弹轴向排列弹鼓。枪弹在这种弹鼓中常按同心圆呈多圈排列．也有按蜗线轨迹排列的。

弹鼓内有导引枪弹由里圈向外圈运动的沟槽，枪弹即沿此沟槽依次排列。输弹时，枪弹轴线沿圆周方向（或蜗线方向）绕弹鼓轴线回转，当转到弹鼓上的进弹口时停止，待枪机推弹入膛。

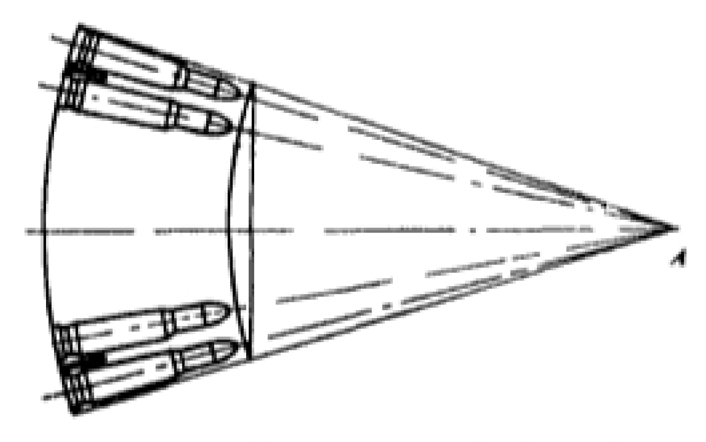


图 3－21　底与盖为球面形的切头圆锥弹鼓形状

从理论上讲，为了输弹可靠，弹鼓内的枪弹应沿弹壳母线紧密接触排列。这样才能避免枪弹在输弹过程中随意摆动。由于枪弹有锥度，这样排列一个圆圈的枪弹，其轴线在一个锥面内，锥面的顶点与弹壳体锥形顶点重合并交于弹鼓轴线上。若枪弹按多个圆圈排列时，由于各圈的枪弹在弹鼓内的倾角不同，枪弹在弹鼓内的纵向投影长度就不同，故两圈之间的弧线过渡处的枪弹将不可能保持沿弹壳母线接触。只有把弹鼓的底与盖制作成球面形，如图 3－21 所示，使所有枪弹轴线都交于弹鼓轴线上的同一点，这样才能保持所有枪弹沿弹壳体母线接触，并且枪弹运动到任何位置都

是如此。但是，这种弹鼓制造工艺复杂，且用输弹杠杆输弹，输弹时，由于输弹力及枪弹惯性力作用在导引面上的分力所产生的摩擦阻力较大，故这种弹鼓的容弹量不能太大。

目前实际采用的弹鼓为圆柱形，在弹鼓中枪弹轴线与弹鼓轴线平行排列。弹鼓内有转动弹盘（或拨弹轮），弹盘上的输弹齿将每个圆圈上的枪弹按 2 至 5 发分成一组，限定它们的位置，以减小由于弹壳有锥度而产生的倾斜量，而且用蜗线簧驱动转动弹盘输弹，可减小枪弹的运动阻力。

(1) 50 式 7.62mm 冲锋枪弹鼓中枪弹为两圈排列，容弹量为 71 发。如图 3－22 所示，鼓弹中有一转动盘，枪弹分别装在转动盘的外圈和里圈。输送外圈枪弹时转动盘转动，当外圈枪弹全部输完时，进弹口一侧的突笋卡住转动盘，里圈的枪弹在输弹杠杆作用下，沿过渡槽到达进弹口。这种结构，在输送外圈枪弹时，里圈枪弹无相对运动，故可减小输弹时的摩擦阻力。

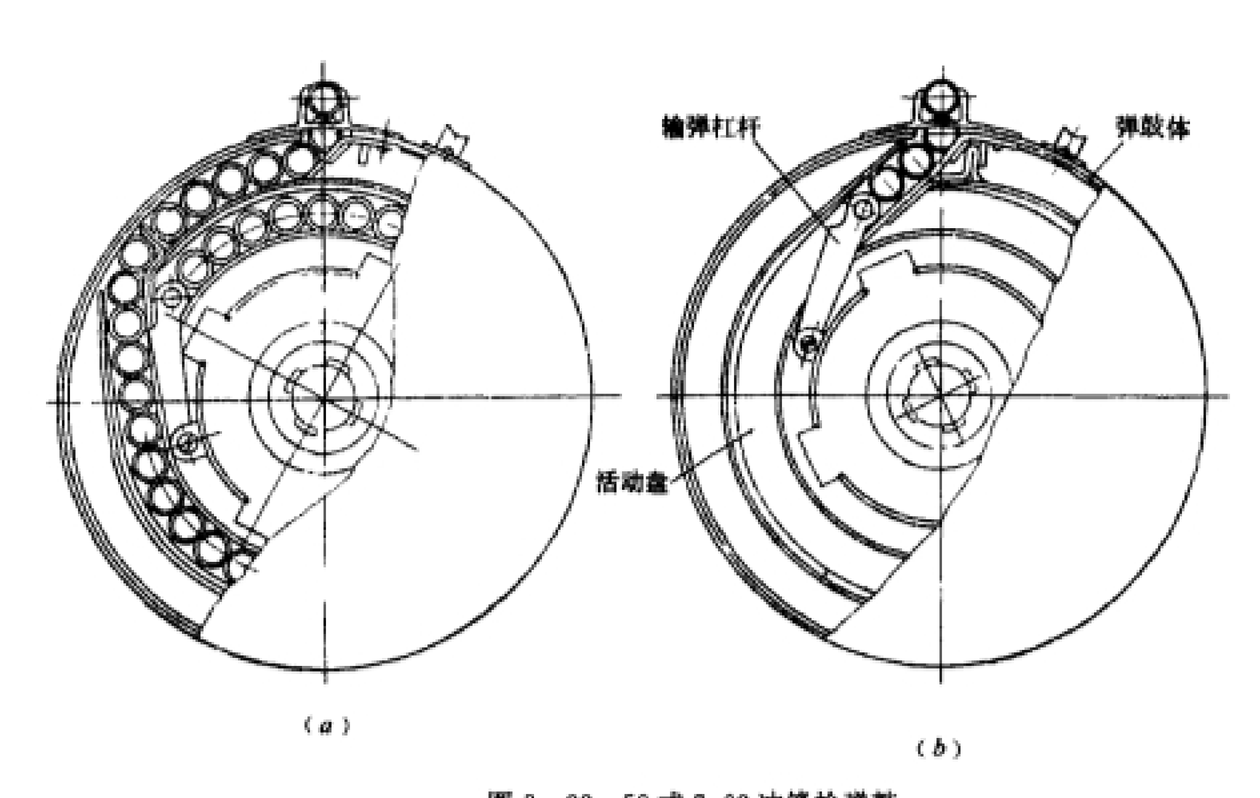


图 3－22　50 式 7 62 冲锋枪弹鼓

(a) 输送外圈弹　(b) 输送由内圈来的最后几发弹

(2) 81 式 7.62mm 步枪和 81 式 7.62mm 轻机枪既可使用 30 发弹匣，又可使用 75 发弹鼓。弹鼓的外形与内部结构如图 3－23 所示。其供弹原理是由蜗卷簧带动拨轮转动，将枪弹沿导轨送至进弹口位置。本弹鼓采用了推弹器，可将枪弹全部送至进弹口，弹鼓内不剩弹。

弹鼓的装弹步骤：

打开弹鼓盖，按下小旋手顶杆，同时顺时针转动拨轮，将推弹器带到装弹位置。

在导轨外端靠近进弹口处装 4 发枪弹，将小旋手旋紧半圈，使第一发弹升到推弹位置。

在拨齿槽内加满枪弹。

盖上弹鼓盖，扣上搭扣，将旋手按顺时针方向旋紧蜗卷簧。

当只需装部分枪弹时，只需带动拨轮使推弹器后退到适当位置，然后从推弹器前的拨轮槽开始依次装弹，盖上弹鼓盖，旋紧涡卷簧。

弹鼓的退弹步骤：

打开弹鼓盖，用力按下小旋手顶杆，使拧紧状态的涡卷簧放松，然后将弹鼓内的枪弹向外倒出，（注意：一定要放松蜗卷簧后再倒出枪弹），并取出进弹口处的枪弹。

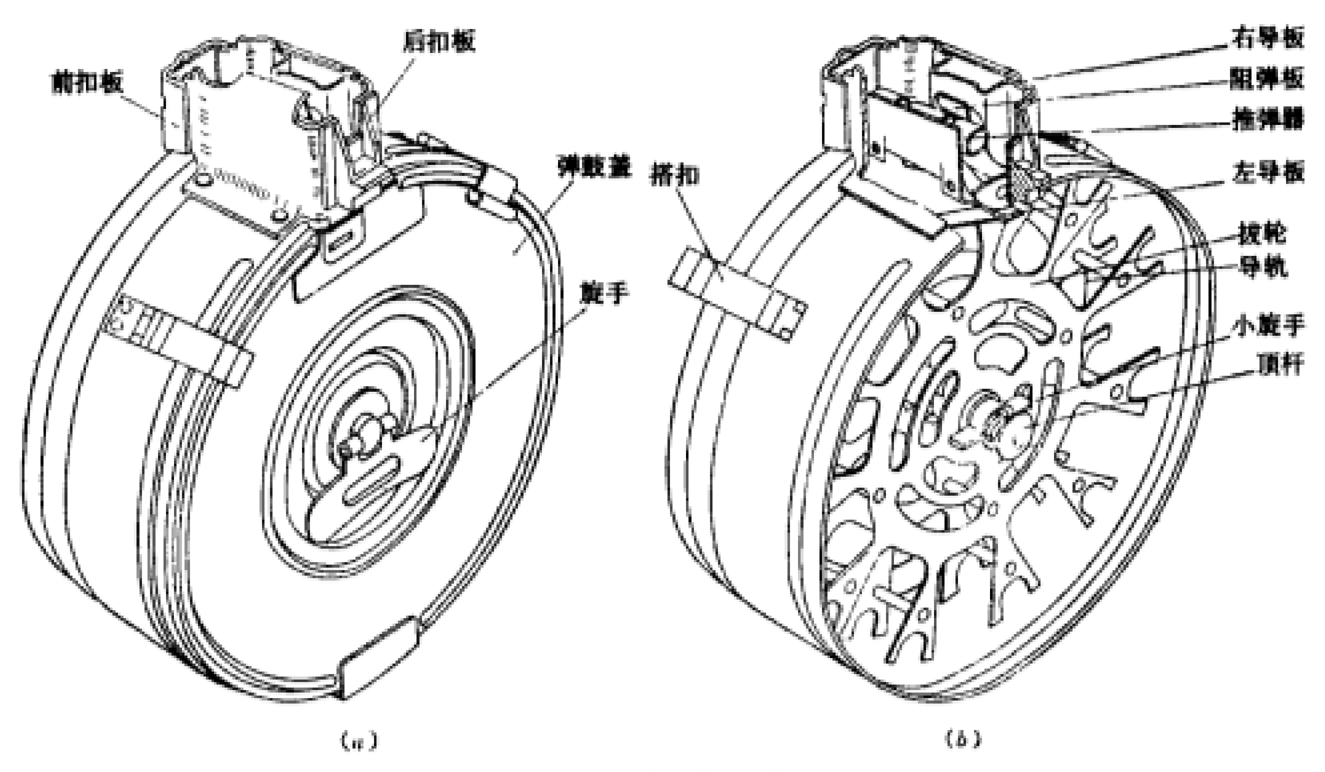


图 3—23　81 式步、机枪弹鼓

(a) 弹鼓外形；(b) 弹鼓内部结构

(3) 鞍形弹鼓。鞍形弹鼓的外形象英文字母的 C 字，故美国人又称其为"C"型弹鼓。

日 89 式航空机枪采用这种弹鼓，弹鼓装在机枪的上方，如图 3—24 所示。左右两鼓中的枪弹按蜗线排列。蜗线排列枪弹弹槽中心线距弹鼓轴心的距离逐渐增大，与蜗线簧的作用力相匹配，可使输弹阻力减小。左右两鼓中的拨弹杆，分别在蜗线簧的作用下，进行交替供弹。各弹鼓中有四发假弹固定连在拨弹杆上，当拨弹杆移到其突起碰到弹鼓壁时，正好四发假弹将最后一发弹送到进弹口，而四发假弹留在喉部。

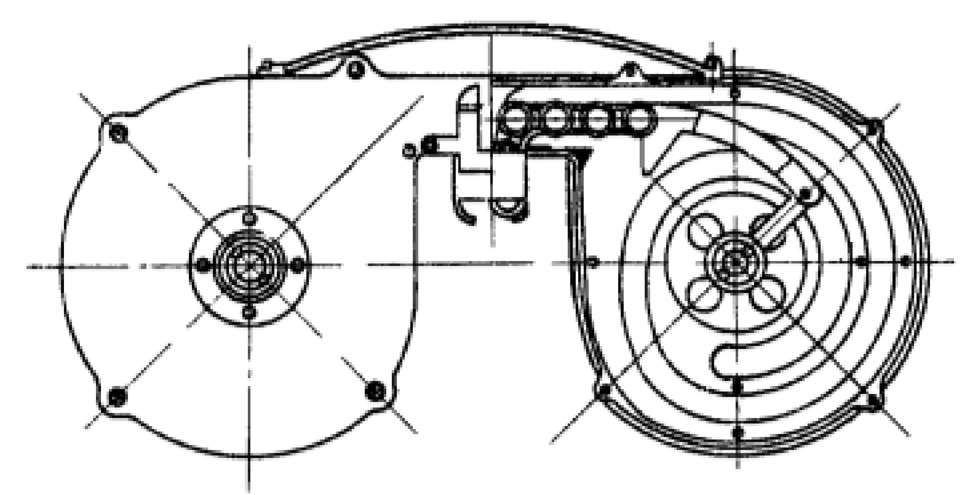


图 3—24　日 89 式航空机枪弹鼓

美国贝塔公司为 M16A1，M16A2 等步枪研制了一种"C"型弹鼓，容弹量 100 发，适于装 M193、M855 和 SS109 等弹种。弹鼓装在步枪的下方，如图 3—25 所示。该弹匣的主要特点如下：

容弹量大：离地面低，100 发弹鼓离地面距离比 20 发弹匣低了约 10%，比 30 发弹匣低了约 30%，因而卧射的隐蔽性较好。

预装弹储存寿命长：一般弹匣装满枪弹长期储存时，则因输弹簧长期处于压缩状态，容易疲劳，对供弹及时性有影响。但"C"型弹匣采用低应力扭簧，装满弹后可长期储存，以备急用。

弹鼓用质轻的塑料制成：能耐强烈冲击；100 发空弹鼓仅 0.614kg。

对射手有小防盾作用：弹鼓宽为 170mm，且装在枪身下方，卧射时，可防敌方射来的轻武器枪弹；易于伪装。

武器重心不变：因弹鼓左右对称布置，交替供弹，射击过程中武器重心可保持不变，使枪口

跳动量减小。

与武器相适配：武器既可用弹匣，也可用弹鼓；弹鼓与光学瞄具座和目标指示器相适匹。

2．枪弹径向排列弹鼓

枪（炮）弹径向排列弹鼓可分为单层排列和多层排列。单层排列的常称为弹盘，如图 3－26 所示的 53 式 7.62mm 轻机枪所用的弹盘。又可分为枪弹各层按圆周平面排列和按螺旋线排列两种。各层按圆周平面排列的相邻两层之间需有过渡斜面连接，如图 3－27 所示的 59 式 7.62mm 坦克机枪所用弹盘。各层按螺旋线排列的如图 3－28 所示的英维克斯机枪所用弹鼓。目前美国转管式自动炮系列都采用容弹量很大的螺旋弹鼓。

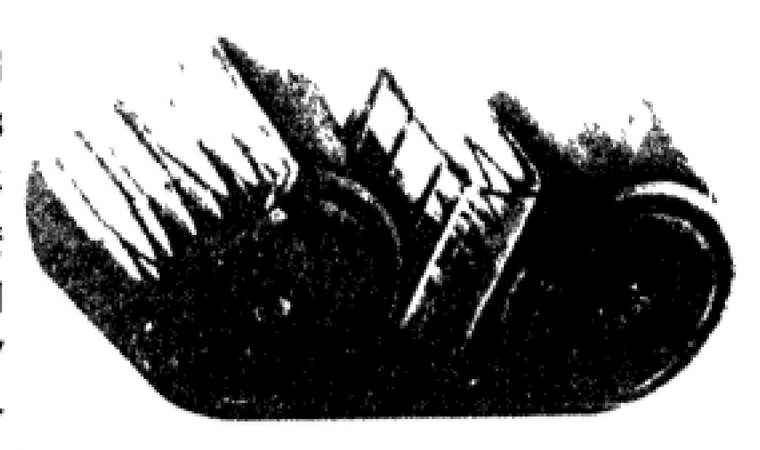


图 3－25 "C"型弹鼓

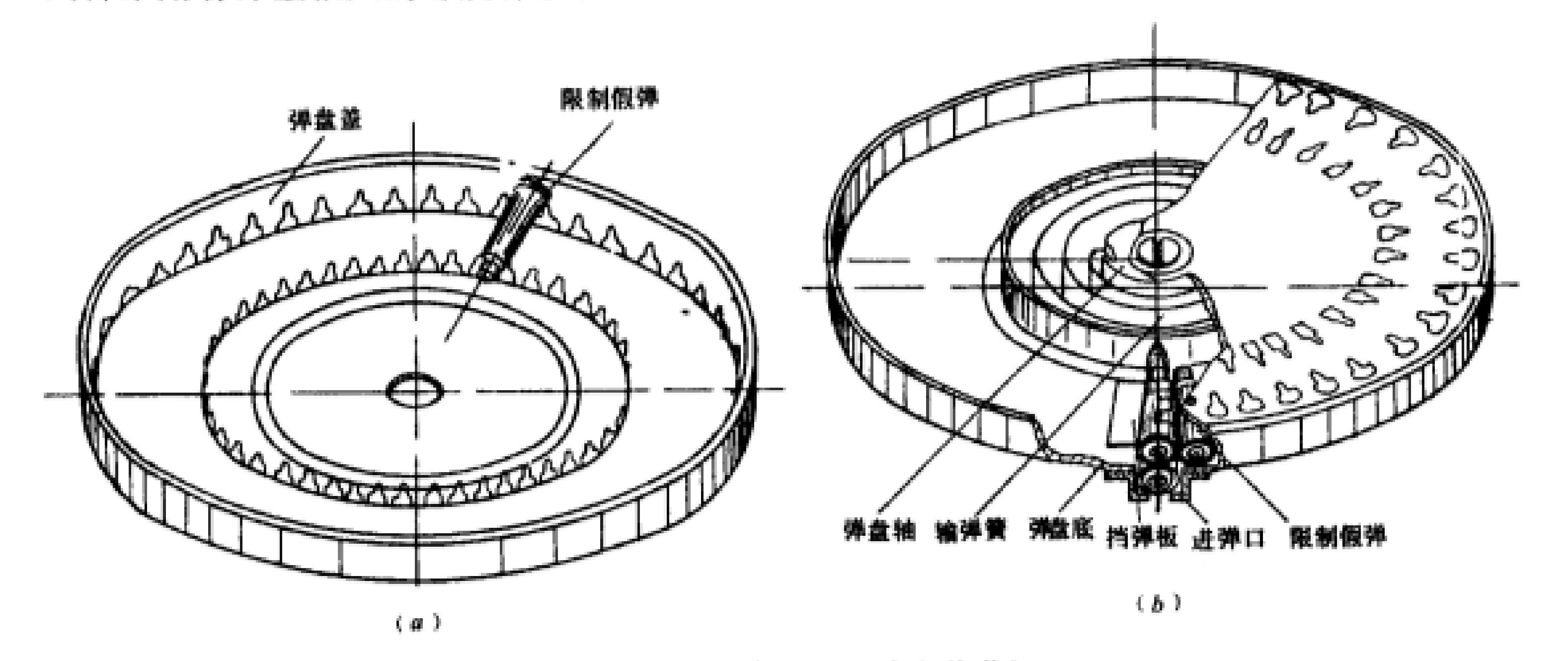


图 3－26 53 式 7 62mm 轻机枪弹盘

(a) 弹盘盖； (b) 弹盘底

图 3－27 59 式 7 62mm 坦克机枪弹鼓

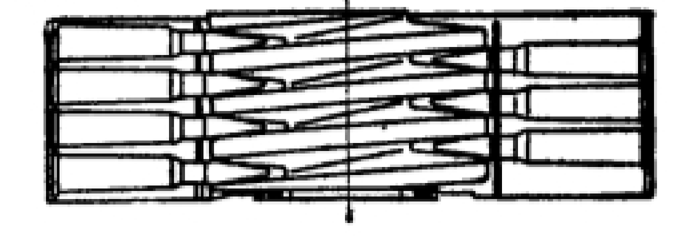


图 3－28 英维克斯机枪弹鼓

对于机枪，这种弹鼓常装在枪身上方；对于自动炮，弹鼓常垂直立或水平（与膛轴平行）置于炮身的下方。

二、弹鼓式双向无链供弹系统的工作原理

美国现代自动航炮和自动高炮多采用弹鼓式双向无链供弹系统，因为它可以把空弹壳和瞎火弹收集起来，避免抛出的弹壳干扰其他工作。这对机载炮、车载炮和舰炮都是非常重要的。美国"密集阵"20mm 六管转管舰炮、"守门员"30mm 七管转管舰炮以及火神系列航炮都采用了这种供弹系统。

弹鼓式双向无链供弹系统主要由弹鼓、供弹和退弹拨弹轮、传送带、供弹滑槽、导引轮和液

压马达等组成。其中弹鼓又由进口盖、出口盖、前转动盘、后转动盘、螺旋内鼓、外鼓等零部件组成，如图 3－29 所示。外鼓内侧有由板条制成的纵槽隔室，容纳弹壳尾部；内鼓的螺旋槽容纳炮弹的头部。

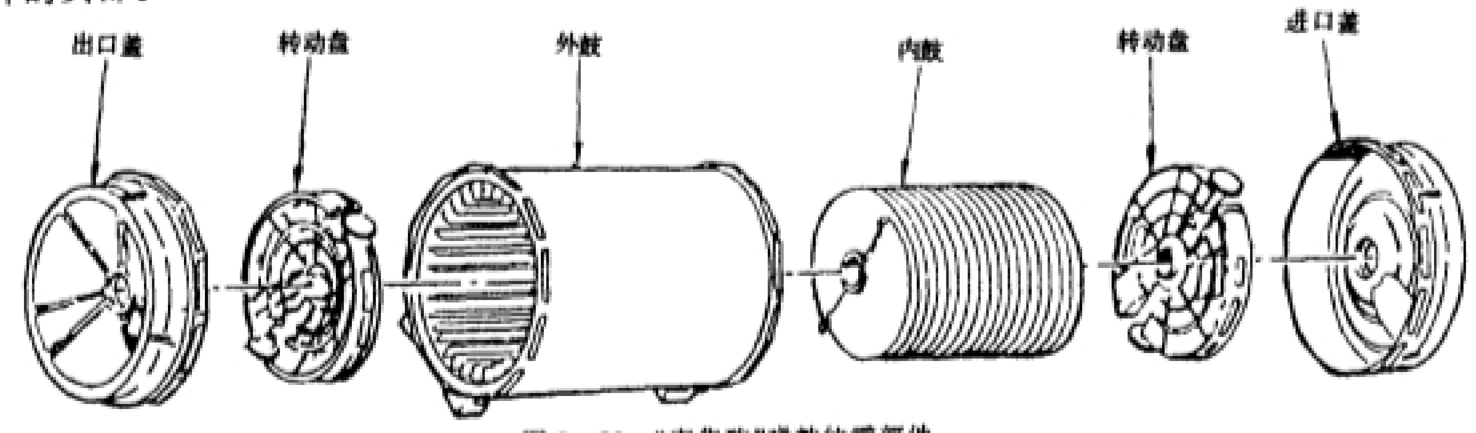


图 3－29 "密集阵"弹鼓的零部件

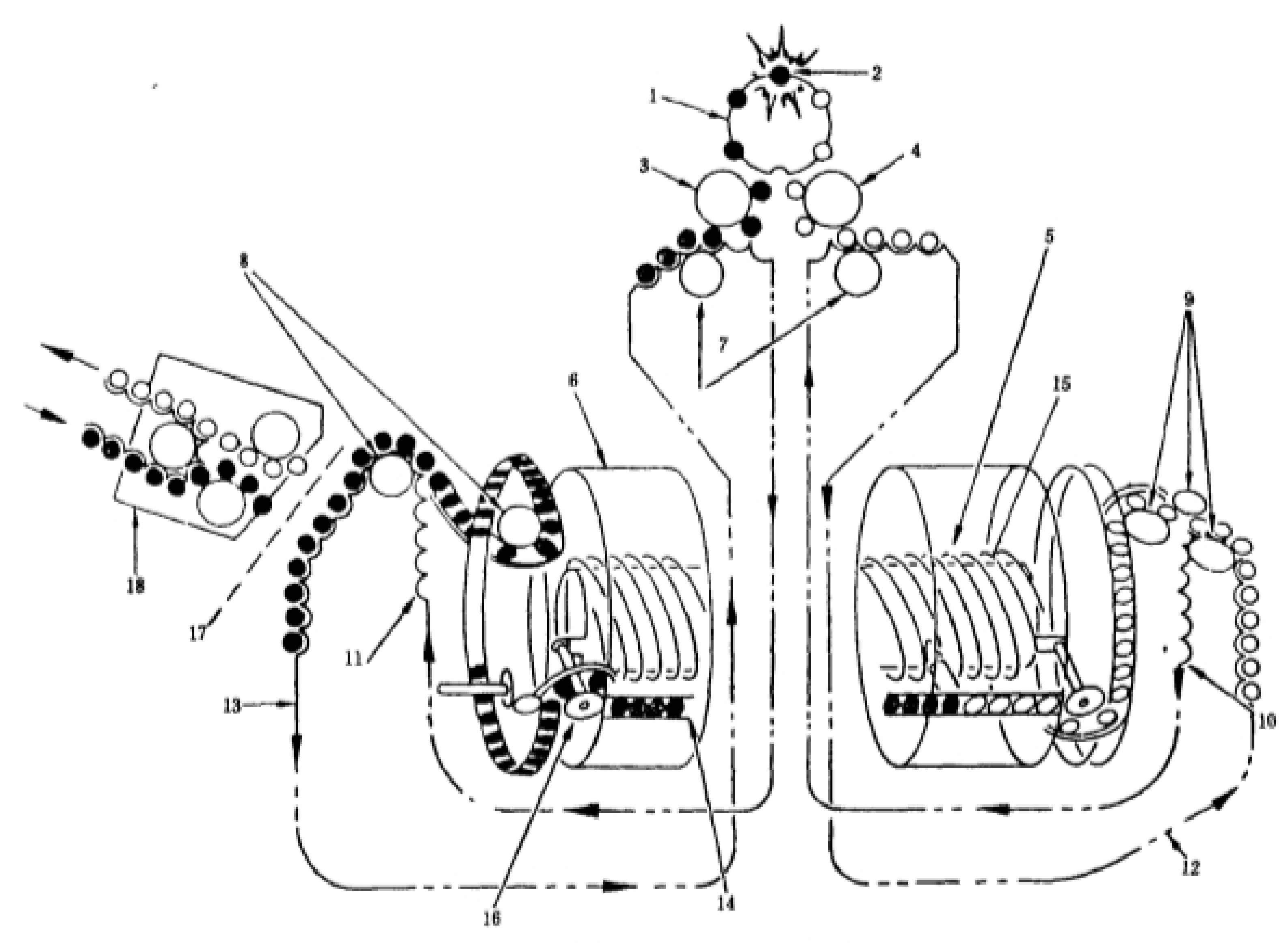


图 3－30 "密集阵"无链供弹系统工作原理图

1－火炮后视图；2－发射炮管；3－供弹拨弹轮；4－退弹拨弹枪；5－内鼓；6－外鼓；7－导引轮；8－出口拨弹装置；9－进口拨弹装置；10－右传送带；11－左传送带；12－右供弹滑槽；13－左供弹滑槽；14－外鼓纵槽隔室；15－螺旋导槽；16－转动盘；17－装弹接口；18－装弹装置

双向无链供弹系统的工作原理如下：火炮开闭锁机构与供弹系统之间通过齿轮传动机构有确定的同步工作关系，均由同一个外能源（电机或液压马达）驱动工作。弹鼓向机枪（火炮）输弹时，外鼓不动，内鼓绕其轴转动，内鼓上的螺旋槽迫使炮弹沿外鼓的纵槽隔室有序地移动，通

过出口盖、闭环传送带、供弹滑槽和供弹驱动轮将炮弹送到进弹机，随即由炮闩推入炮膛。射击后的弹壳和瞎火弹通过另一条相同的传动路线经弹鼓的进口盖有序地进入弹鼓另一端的剩余空间。如此循环工作，直至把弹鼓内的实弹射完（同时充满弹壳）为止。如图 3－30 所示。

向弹鼓装弹和排除鼓内的弹壳同时进行。用装弹接口把装弹装置与弹鼓进弹口接通，然后采取与向弹鼓内运送弹壳相同的动作，将炮弹装入弹鼓内，同时将弹壳向外排除。

密集阵弹鼓的容弹量为 989 发。人工装弹速度为 458 发/min。平均故障间隔发数 MRBF 为 10000 发。

用外能源驱动自动机和供弹系统同步工作，不存在供弹及时性问题，同时又及时自动地排除了瞎火弹，可显著提高武器工作可靠性。美"守门员"30mm 七管转管舰炮的 MRBF 超过三万发，可以说是无故障武器。

三、弹鼓式单向无链供弹系统的结构

现以美国 GAU－2B/A7 62mm 六管转管航空机枪为例，说明弹鼓式单向无链供弹系统的结构和工作原理。

GAU－2B/A 航空机枪的无链供弹系统主要由弹鼓、装弹机、进弹机、传动系统和抛壳器等五部分构成。图 3－31 为机枪与弹鼓的装配示意图。

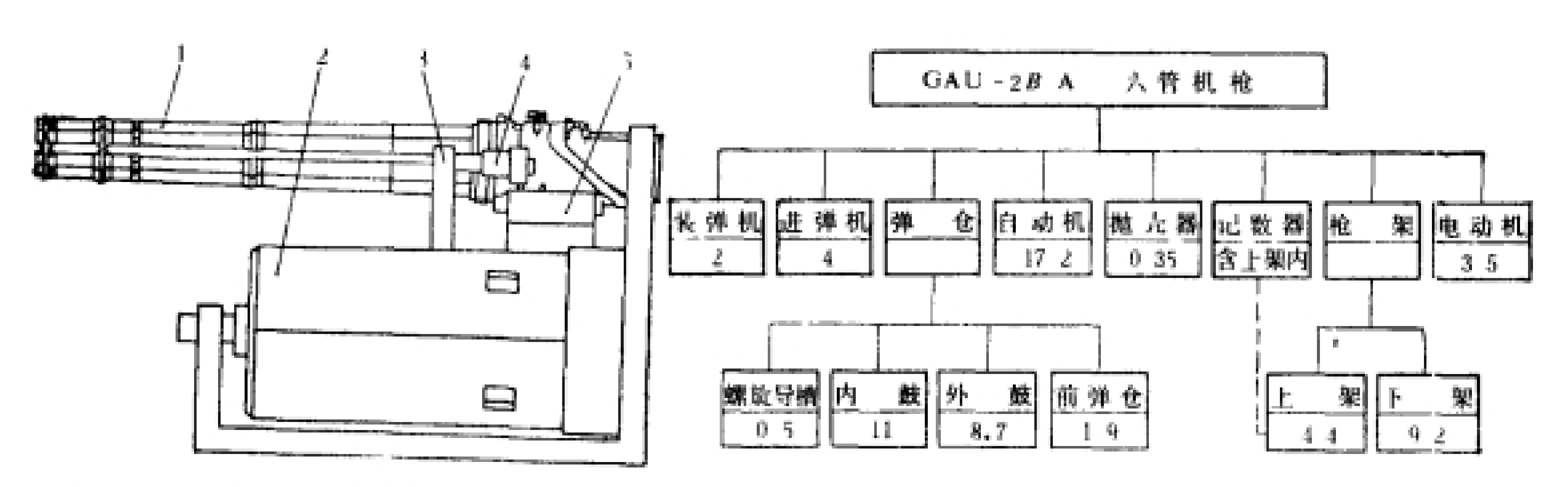


图 3－31 GAU－2B/A 六管机枪和弹鼓
1－六管机枪；2－弹鼓，3－枪架；
4－缓冲器；5－进弹机

图 3－32 六管机枪结构组成图

1．弹鼓

GAU－2B/A 机枪的弹鼓主要由内鼓、外鼓、前弹仓、螺旋导槽等组成，如图 3－32 所示。它的作用是：容纳枪弹；射击时把枪弹输送到进弹机中去。

内鼓和外鼓的结构与"密集阵"舰炮的内、外鼓相似，外鼓套在内鼓上，见图 3－29。

内鼓是一个圆柱，在其上用不锈钢片构成螺旋槽，用以容纳枪弹头部。内鼓不转动，一端固定在枪架上，另一端固定在飞机上。

外鼓为圆筒形结构，其内侧沿母线方向均匀分布有 40 条纵向导槽，称为"隔室"，用以容纳枪弹尾部。外鼓前端装有前弹仓，与"隔室"相通；前弹仓上有槽状的拨轮，可拨动枪弹运动。外鼓一端的外表面有一特制的轴承，支承在枪架上，作为外鼓转动的支承点；另一端与内鼓轴相配合，作为外鼓转动的另一个支承点。

枪弹在内、外鼓中呈径向排列，如图 3－33 所示。

在传动系统驱动下，外鼓转动，枪弹就随外鼓一起转动；同时内鼓螺旋槽又迫使枪弹沿外

鼓隔室移动。随着外鼓转动方向的不同,可向弹鼓内进行装弹,或由弹鼓向武器输弹。

如图 3—31 所示,弹鼓位于武器下方,弹鼓回转轴线与枪膛轴线平行。由于枪弹在弹鼓中呈径向排列,输弹时,必须将枪弹轴线转动 90°,使弹头指向枪口方向,才能进弹入膛。因此,在外鼓外面设置有恰好容纳弹壳底部的螺旋导槽,其作用就是使枪弹转向。螺旋导槽一端与外鼓隔室相通,接纳由隔室来的枪弹;导槽的两条突边恰好卡住枪弹的拉壳勾槽,起到导引枪弹的作用。螺旋导槽的槽口沿螺旋方向不断扭转,全程扭转 90°,因而枪弹沿螺旋导槽移动的同时,枪弹轴线也转动了 90°。如图 3—34 所示,在螺旋导槽一端的 $B-B$ 断面处,枪弹轴线在弹鼓的径向方向;当枪弹沿螺旋导槽移动到 $A-A$ 断面处时,枪弹轴线变为与弹鼓轴线平行的方向,即与机枪膛轴平行的方向。$A-A$ 断面一端的螺旋导槽与进弹机相连,因而使枪弹正好进入进弹机。

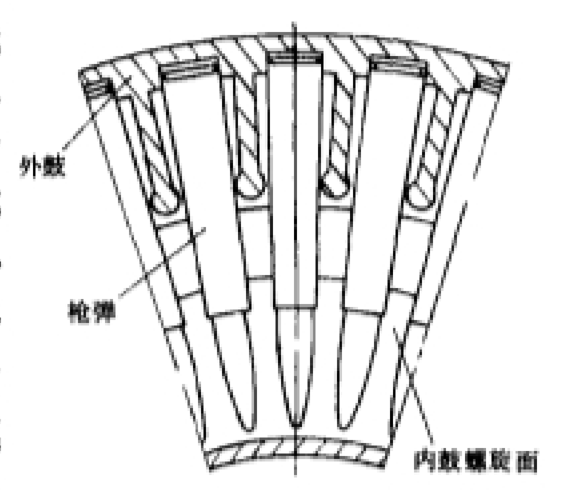


图 3—33 枪弹在内、外弹鼓中呈径向排列

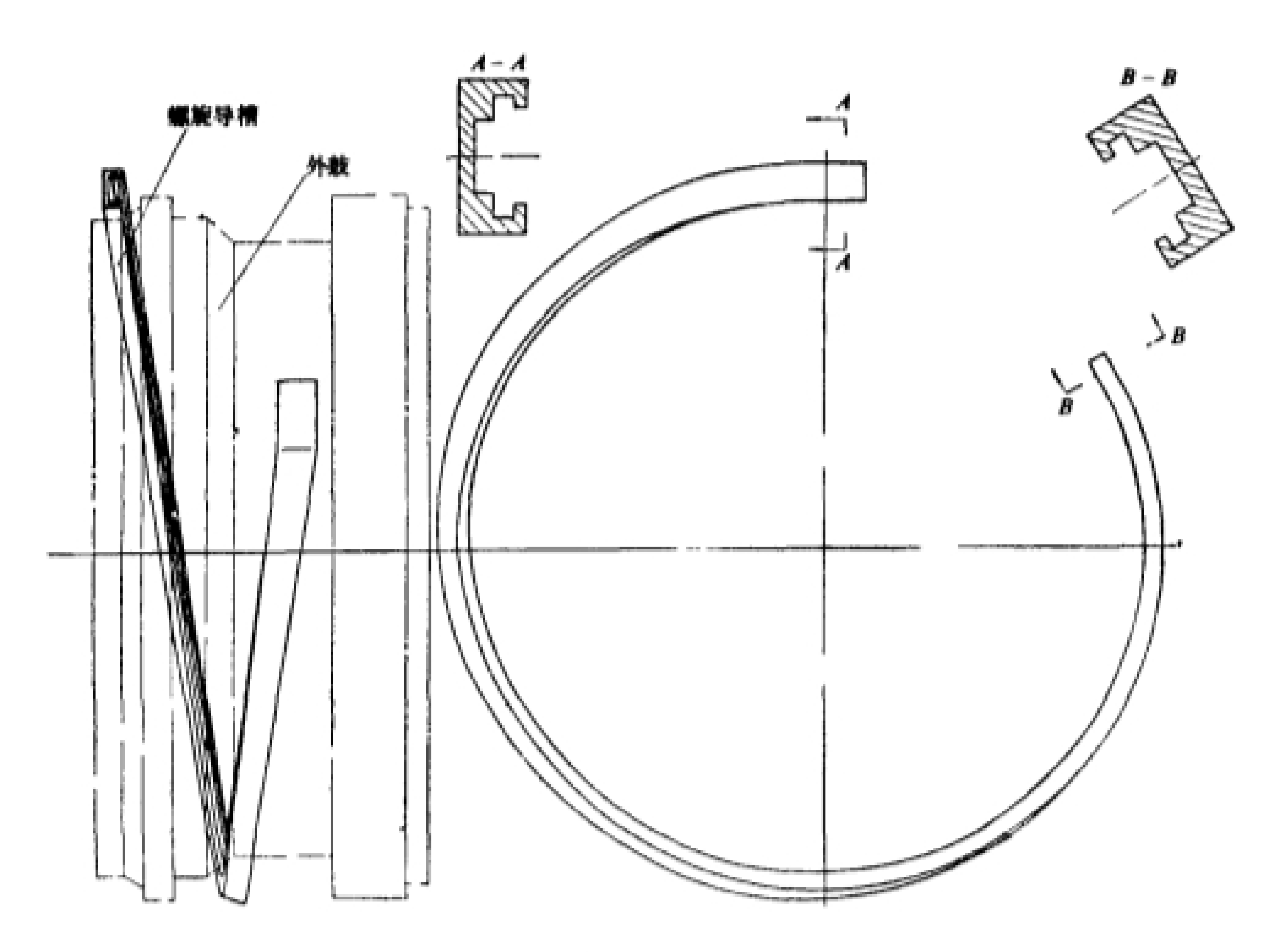


图 3—34 螺旋导槽

2. 装弹机

装弹机的作用是把枪弹送到进弹机中,以便完成射击前弹仓装弹的准备工作,如图 3—35 所示。

在射击时,装弹机与机枪的传动系统脱开而不运动。

装弹机主要由装在一根轴上的推杆体 11、链轮 7、链轮 8、软轴部件 10、传动齿轮 2、带凸轮

槽的壳体 9 和滚轮 6 等零件所组成。

在传动系统带动或用手把转动软轴部件 10 时，推杆体 11 就转动，滚轮 6 沿着壳体 9 的曲线槽运动，这样七个结构相同的推杆均作相应的往复运动。而处于后端的推杆头部恰好顶在由漏斗中下来的枪弹尾端面，把枪弹推进链轮 8 的空缺处。由于链轮 8 转动，枪弹就被传到进弹机中。如果从漏斗中进来的枪弹是带链的，则弹链就被脱了下来。

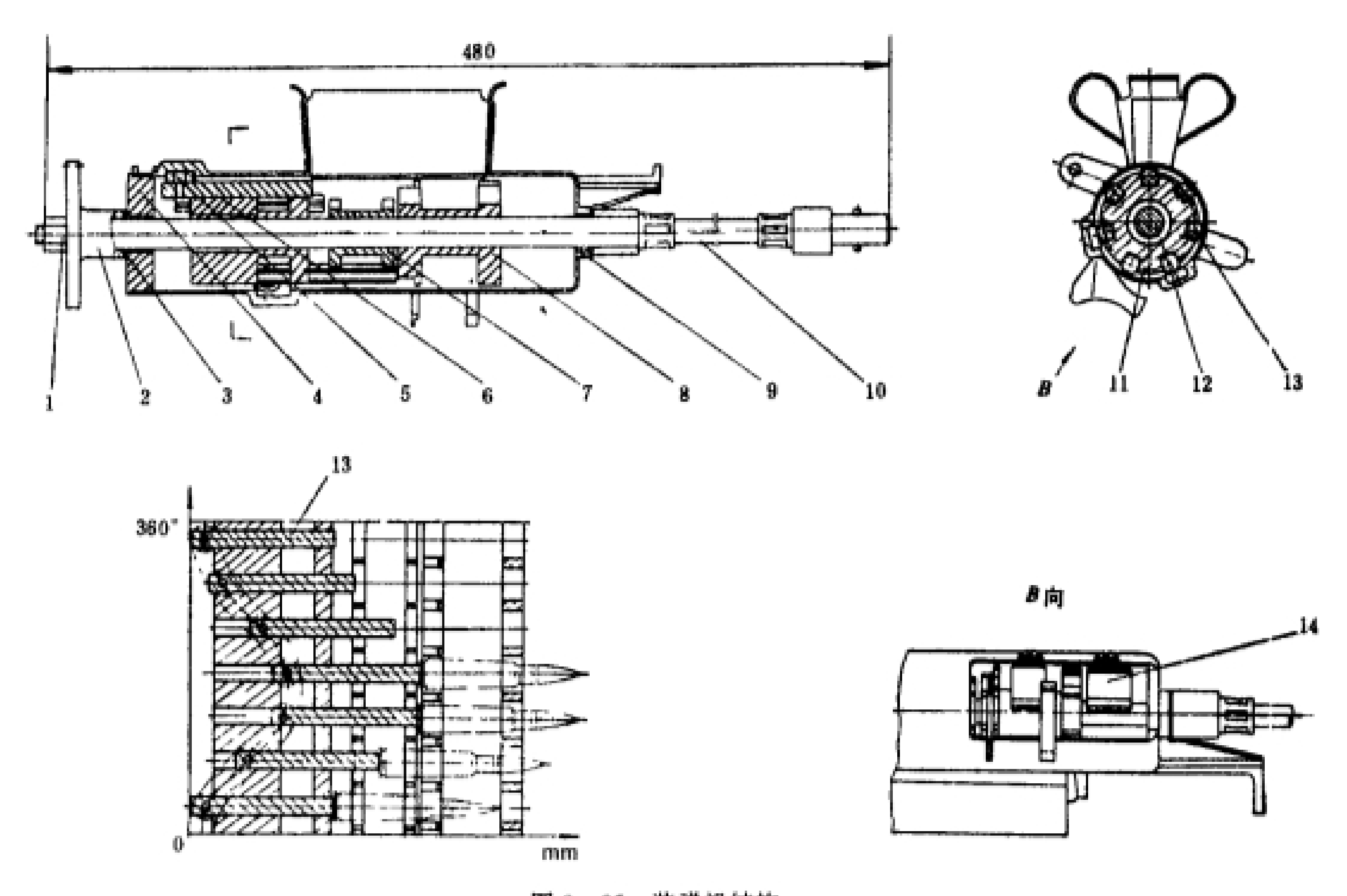


图 3－35　装弹机结构

1—螺母；2—齿轮；3—衬套；4—筒盖；5—轴；6—滚轮；7—链轮；8—链轮；9—壳体；10—软轴部件；11—推杆体；12—轴；13—推杆；14—脱壳器

3．进弹机

进弹机的主要作用是在装弹时，将装弹机传送过来的枪弹，传到弹鼓中去。射击时，把弹鼓中传过来的枪弹，送到自动机中去。

进弹机的结构包括，装在一个枪架上的三根轴，与机枪的传动系统构成一个统一的整体，见图 3－35、图 3－36。

在轴 23 上装有拨弹轮 19；在轴 8 上装有拨弹轮 9；在轴 16 上装有摇臂 17。枪弹在拨弹轮 19、9 作用下运动。摇臂 17 可以在电磁铁的操纵下绕轴 16 转动。28 是自动机的转轴，11 是机心，12 是机匣，13 是枪体，在枪体上有操纵机心运动的凸轮槽。14 是双向导引，上部引导进入自动机的枪弹，下部引导射击后的弹壳或瞎火弹。

4　传动系统

GAU－2B/A 的传动系统全部采用齿轮传动，如图 3－37 所示。

在射击时由电机驱动，电动机功率为 1471W，驱动电机用直流 22V 电源。

装弹时可手动，也可以电动。

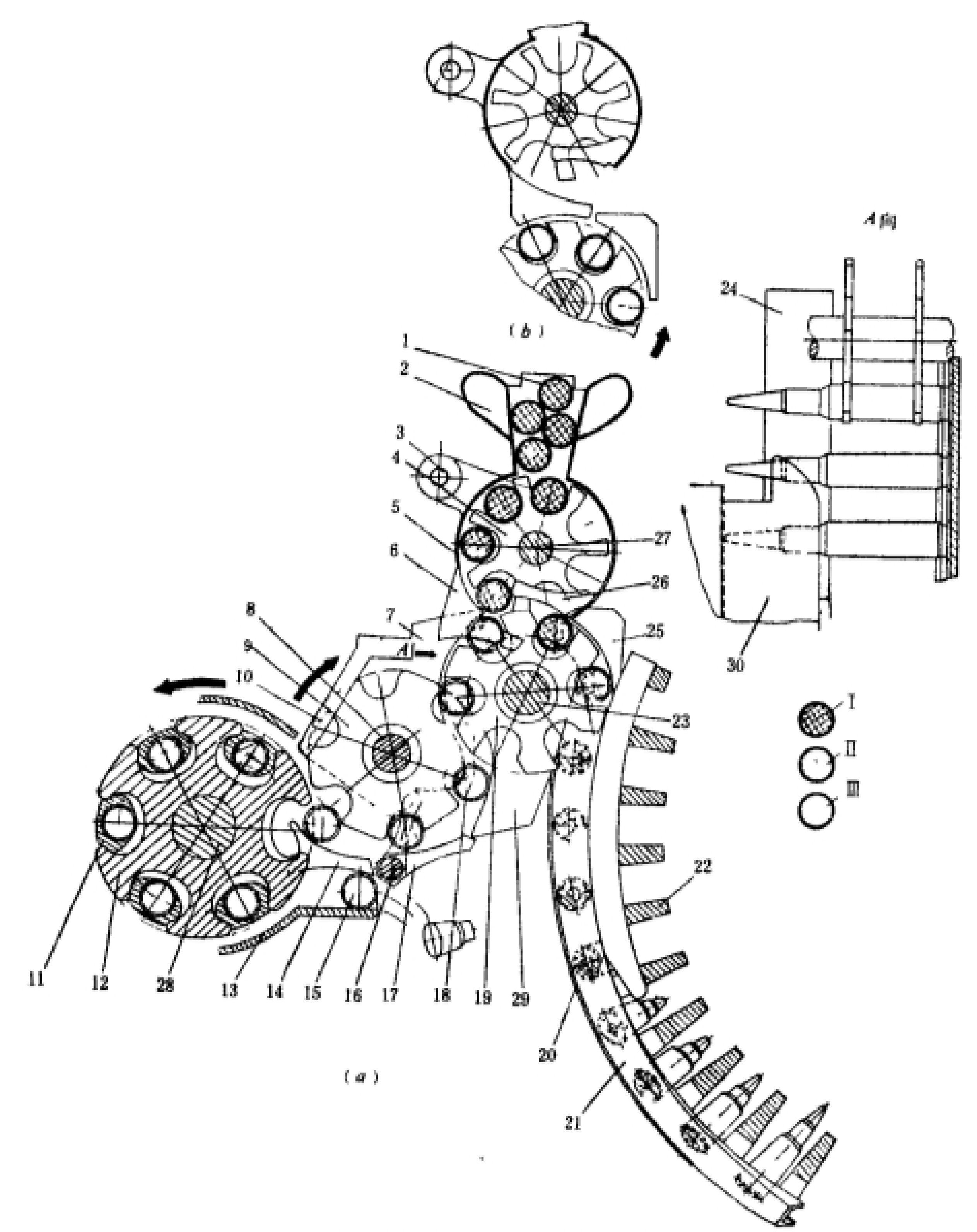


图 3—36 GAU—2B/A 机枪供弹原理图

(a) 射击及装弹时供弹路线；(b) 射击时装弹机位置

Ⅰ—装弹时的弹；Ⅱ—射击时的弹；Ⅲ—射击后的弹壳。

1—枪弹；2—漏斗；3—固定轴；4—装弹机拨弹轮；5—壳体；6—导引；7—导引；8—轴；9—进弹机拨弹轮；10—导引；11—机心；12—机匣；13—枪体；14—双向导引；15—弹壳；16—轴；17—摇臂；18—待射击枪弹；19—进弹机拨弹轮；20—导引；21—螺旋导槽；22—外鼓前弹仓；23—轴；24—导引，25—导引；26—导引；27—轴；28—轴；29—导引；30—导引

5．抛壳器

自动机射击后的弹壳或瞎火弹，从抛壳器中抛出。它是一个用玻璃钢制成的薄壳构件。

四、单向无链供弹系统工作原理

1．弹鼓装弹

GAU－2B/A 六管机枪装弹过程如图 3－36 所示。

将枪弹(或装在专门弹链上的枪弹)从漏斗 2 装入。用专门的手把转动软轴，枪弹就被拨弹轮 4 带动，沿着装弹机的壳体运转。与此同时，推杆上的凸轮沿着壳体 5 的曲线槽移动，并带动推杆运动。这样，就把处于推杆端面前的枪弹推向前方，进入装弹机前面的拨弹轮 4 的凹槽中。

随着拨弹轮 4 的转动，枪弹沿着导引块 25、26 运动，进入进弹机拨弹轮 19。在它的带动下，再沿着导引块 26、导引 24 运动。使枪弹的尾部进入到螺旋导槽 21 的槽中，枪弹前部被导引 24、导引 30 所约束，弹体进入前弹仓 22 拨槽当中。由于前弹仓继续转动，枪弹则沿螺旋导槽 21 运动。

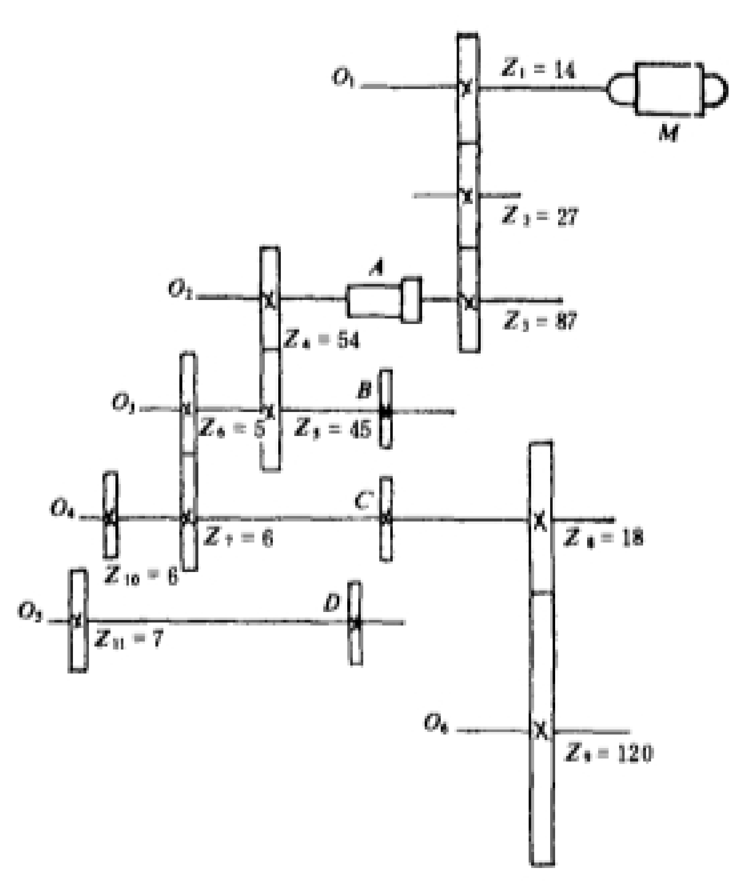


图 3－37 丸链供弹传动系统

O_1－电动机(M)轴线；O_2－自动机机匣(A)轴线；O_3－进弹机拨弹轮(B)轴线；O_4－进弹机拨弹轮(C)轴线；O_5－装弹机拨弹轮(D)轴线，O_6－弹鼓轴线

随着螺旋导槽的引导方向逐渐变化，弹丸就逐渐指向弹鼓中心。在螺旋导槽 21 的终了位置，枪弹尾部依次进入到外鼓的各个隔室当中，弹头进入到内鼓螺旋槽当中。

在传动系统带动下，外鼓不断转动，由于内鼓螺旋的作用，枪弹继续沿外鼓隔室往弹鼓底部移动，并依次排列起来。

装弹是连续进行的，直到弹鼓装满为止。如果事先记住余弹记数器的读数，就知道弹鼓中装弹的数量。

2. 射击

转动装弹机，使它的传动齿轮与机枪的传动系统分开，机枪便处于射击状态。

在电动机的带动下，机枪就运转起来。外鼓沿顺时针方向转向，枪弹随外鼓一起转动，在内鼓螺旋作用下，枪弹就沿着外鼓隔室往弹鼓出口方向运动。

在外鼓隔室与螺旋导槽 21 的相接处，弹尾进入到螺旋导槽的导槽之中。外鼓继续转动，枪弹就沿着螺旋导槽移动，弹丸从指向弹鼓中心，逐渐转向平行于弹鼓轴线。

在螺旋导槽的终端，枪弹在进弹机导引 21、30 的引导下，脱离螺旋导槽，进入到进弹机拨弹轮 19 中。

随着拨弹轮 19 的继续转动，在导引 25、26、导引 6、导引 29 的联合作用下沿圆周运动，进入到拨弹轮 9 中。在双向导引 14 和摇臂 17 的导向作用下，拨弹轮 9 继续带动枪弹运动。

在拨弹轮 9，机匣 12，双向导引 14 的作用下，枪弹进入到机匣中。枪弹的尾部被机心抓住，于是完成了进弹。

枪弹在自动机中，完成闭锁、击发；抽壳后弹壳沿着枪体 13 和双向导引 14 构成的通道抛出。

3. 排弹

当供弹系统正常，但又不射击，或因自动机故障不能射击时，可以将送往自动机的弹排出，使枪弹不进入自动机。这个功能是通过电磁铁控制的摇臂 17 来完成的。当射击停止，尽管进

弹机继续运转，枪弹源源而来，但由于电磁铁的作用，摇臂 17 摆动至一定位置，使枪弹不能进入自动机。这样，由拨弹轮 9 带动的枪弹，便沿着摇臂的下导向而排出。

3.1.4 弹箱无链供弹系统的结构原理

弹箱式无链供弹系统也属于大容量无链供弹系统。它的工作原理与日本歪把轻机枪的弹斗式供弹机构的工作原理相似。这种供弹系统既可用于自动炮，也可用于大口径机枪。下面以瑞士厄利康公司的 GDF－003 型双管 35mm 自动高炮为例，介绍无链供弹系统的结构和工作原理。

一、弹箱无链供弹系统的结构组成

GDF－003 型双管 35mm 自动高炮上的无链供弹系统主要由左、右两个自动供弹箱组成。两个自动供弹箱分别刚性地固定于摇架的两侧，随火炮进行高低俯仰，并分别通过摇架左右两个大环形耳轴的空间向左右两炮输弹。

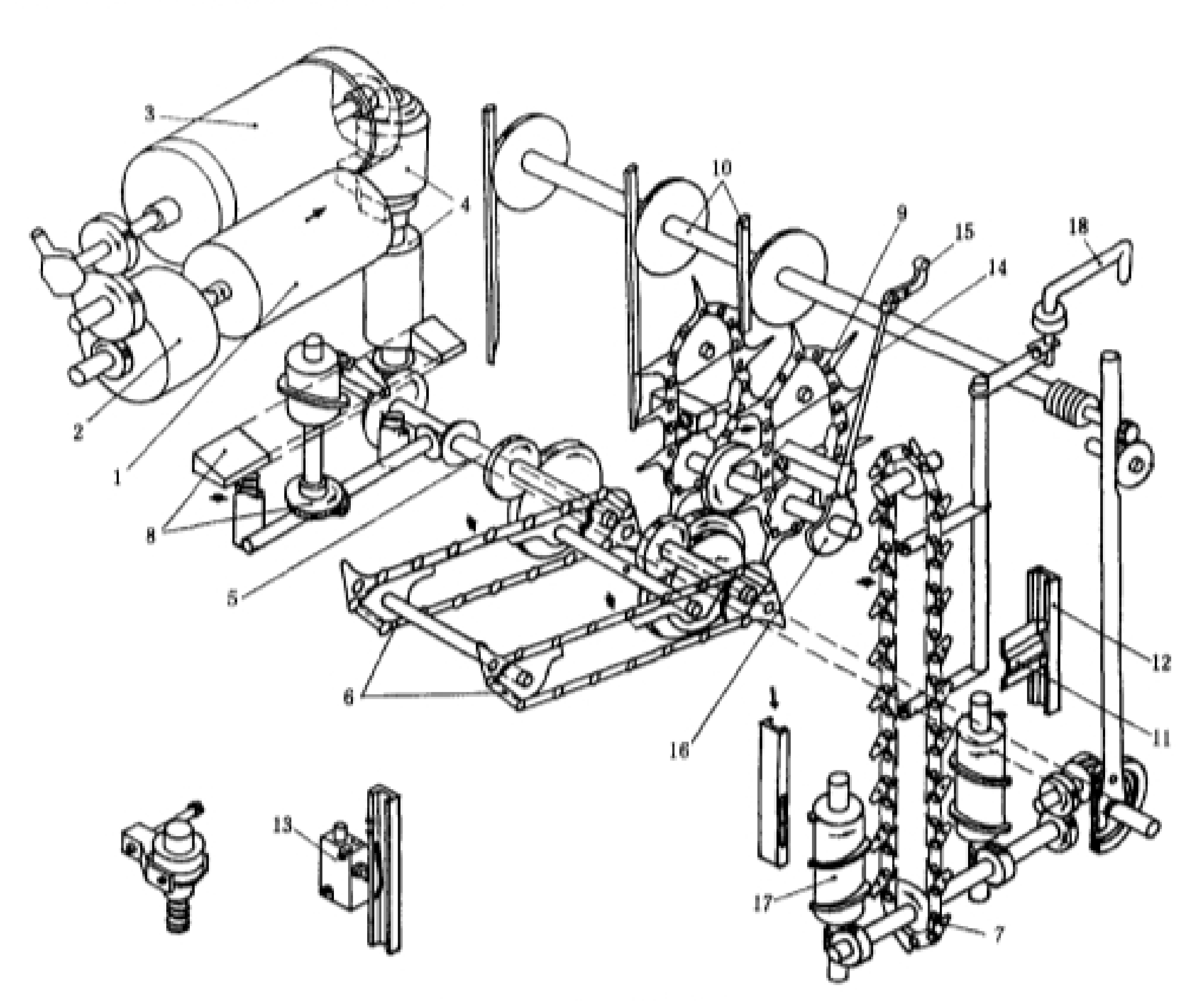


图 3－38　自动供弹箱结构原理

1－供弹电机；2－行星齿轮减速器；3－弹簧马达；4－离合器轴；5－主轴；6－拨弹机；7－压弹机；8－炮弹导向机构；9－提弹机；10－齿条阻弹器（三个齿条），11－弹夹，12－弹夹导引槽；13－弹药中止开关，14－锁定杠杆；15－控制臂；16－锁定棘轮；17－传动螺杆，18－退弹杠杆

右自动供弹箱置于右炮的右侧，向右炮供弹。箱体的左侧与摇架右侧的大环形耳轴固接，随摇架进行高低俯仰；箱体的右侧被固定于托架上的支架所支承，并作为弹箱进行俯仰的另一个回转轴。如图 3－39 所示。左自动供弹箱的布置与此类似，只是方向不同而已。

全部输弹系统的组件都装在自动供弹箱的箱体内。左、右两个自动供弹箱的输弹系统结构基本相同，只是有些零部件有左右之分而已。

在左、右自动供弹箱的后面，还有一个副弹箱。如图 3－38 所示，每个自动供弹箱(以左供弹箱为例)由 13 个组件构成，即供弹电机 1、行星齿轮减速器 2、弹簧马达 3、离合器轴 4、主轴 5、拨弹机 6、压弹机 7、炮弹导向机构 8、提弹机 9、阻弹齿条 10、箱体、箱底座和电器组件(后三件图中未画出)。

整个自动供弹箱的作用就是将弹箱中的炮弹输送到炮膛轴线一侧的进弹口。然后由炮箱盖上的进弹机构将炮弹拨至膛轴上，由纵动式炮闩推弹入膛。

二、弹箱无链供弹系统的装弹和输弹过程

1. 装弹过程

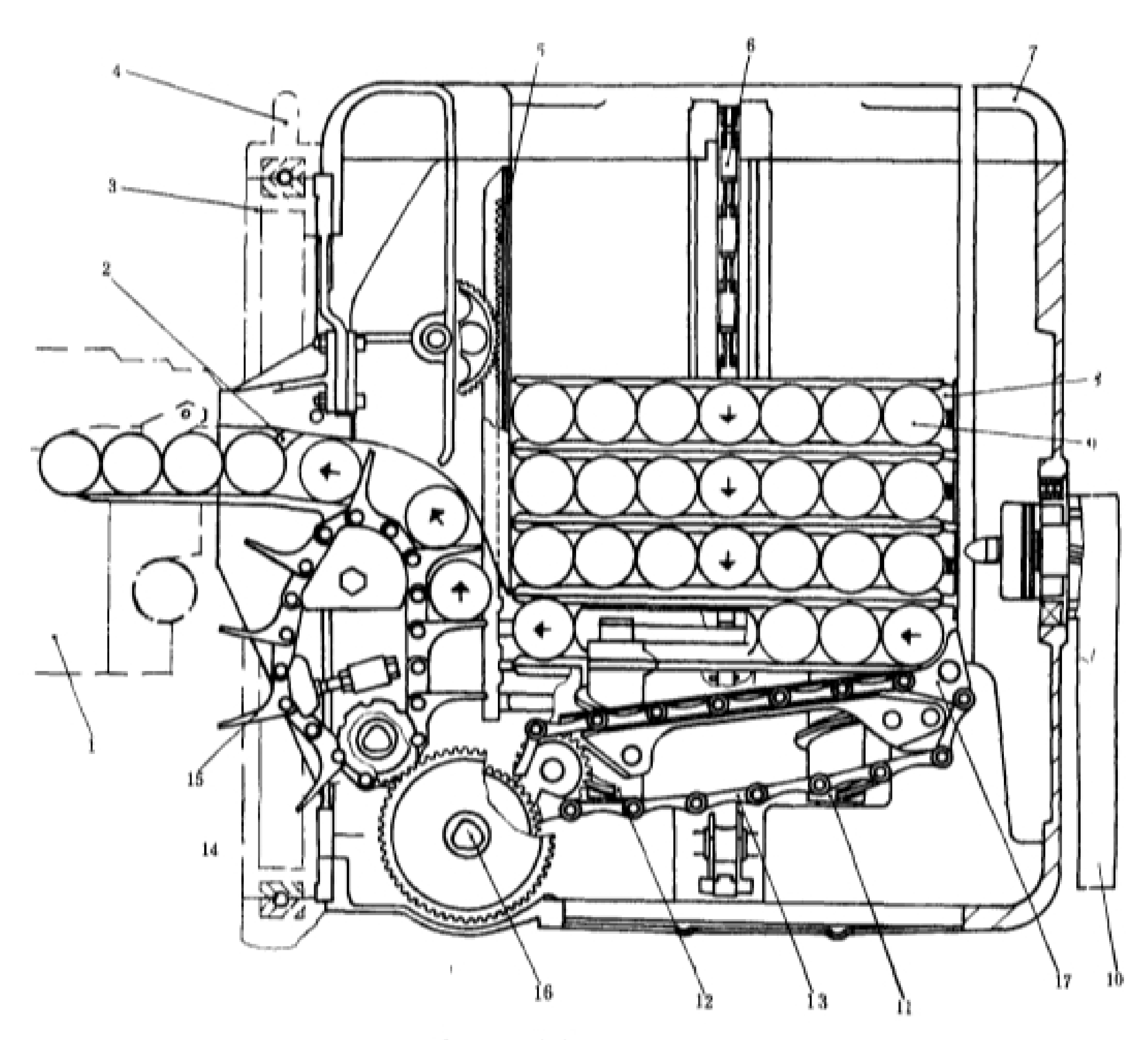


图 3－39 供弹原理图(后视)

1－炮箱；2－阻弹齿；3－摇架(大环形)耳轴；4－摇架耳轴支座(固定在托架上)；5－齿条阻弹器；6－压弹机齿，7－箱体；8－弹夹；9－炮弹；10－弹箱支架；11、12－压弹机传送螺杆；13－拨弹机；14－提弹机；15－提弹机齿；16－主轴；17－拨弹机齿

先将炮弹装入刚性弹夹(弹夹结构与 56 式半自动步枪的弹夹相似)，使弹夹突缘夹住弹壳

底部的拉壳勾槽。每个弹夹装 7 发弹。然后用人工将装满弹的弹夹一夹一夹地由上方装入自动供弹箱中，使最下方一夹弹的右方第一发位于拨弹机齿上，如图 3－39、3－40 所示。一个弹箱能装 7 夹弹，加上提弹机和进弹导槽的 7 发弹，每门炮的容弹量为 56 发。

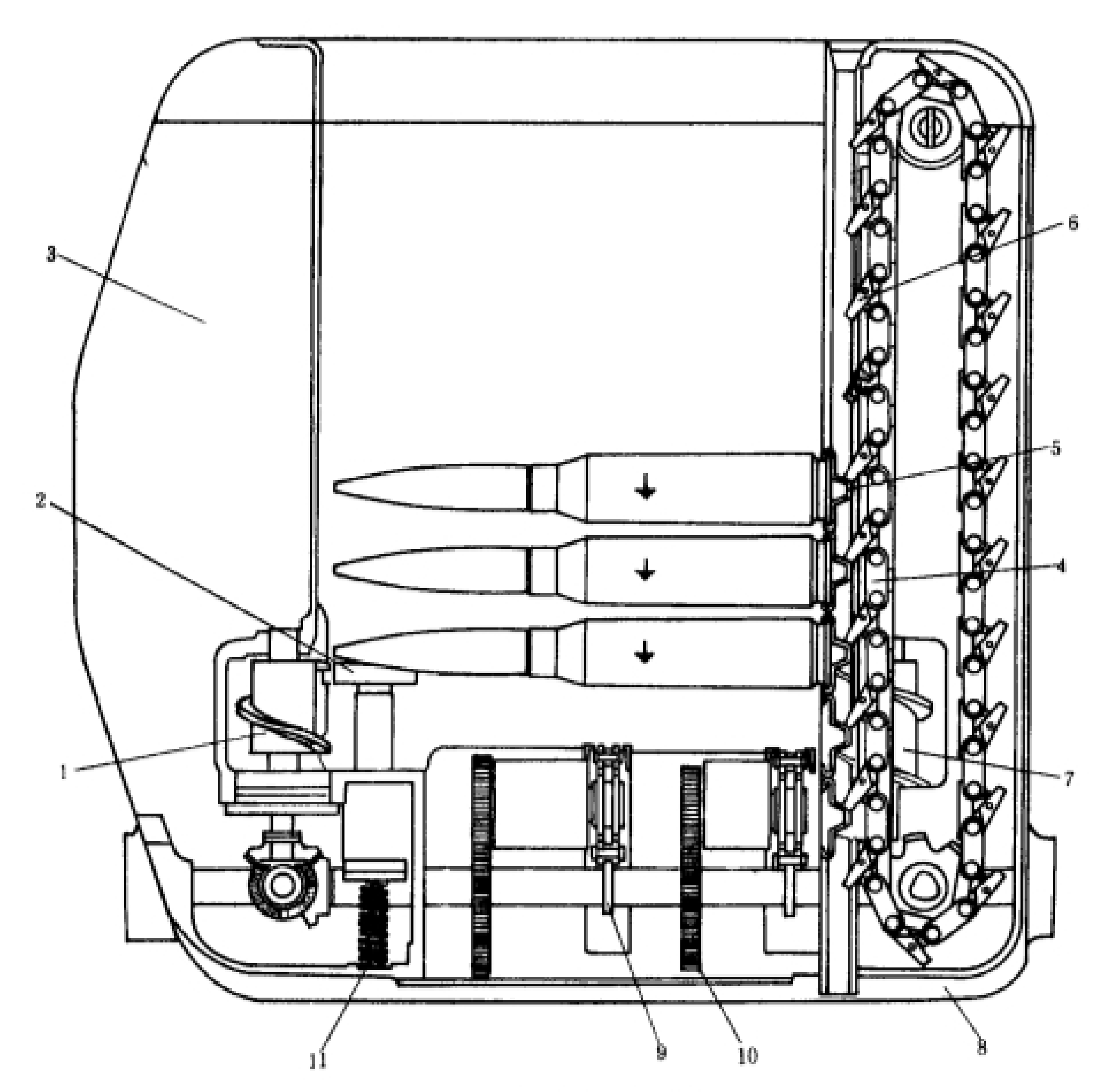


图 3－40 供弹原理图(侧视)

1－导弹板传送螺杆；2－导弹板；3－箱体；4－压弹机；5－弹夹；6－压弹机齿；7－压弹机传送螺杆；8－箱底座；9－拨弹机链条；10－齿轮；11－导弹板复位簧

2. 输弹过程

输弹能量来自外能源弹簧马达。弹簧马达中的蜗线卷簧输出扭矩，通过传动系统带动各机构转动和移动，从而及时地推动炮弹到靠近炮膛轴线的进弹口。为了保持卷簧有足够的输出扭矩，供弹电机如同上紧钟表簧一样，适时地上紧弹簧马达中的卷簧。

发射时，如图 3－38 所示，使供弹电机 1 转动，通过行星齿轮减速器 2，间断而适时地上紧弹簧马达 3 中的卷簧；弹簧马达输出扭矩，通过锥齿轮使离合器轴 4 转动，并通过锥齿轮带动主轴 5 转动。主轴 5 分别通过齿轮和蜗轮蜗杆机构同时驱动下列组件工作：

(1) 压弹机 7 链条上的压弹齿下压弹夹，使弹夹上的弹能被拨弹机上的拨弹齿拨住，如图 3－39 所示。

(2) 拨弹机上的拨弹齿将最下面一个满夹中的第一发弹拨动并移动一个弹距，也即是将

一发弹挤到火炮上的进弹口位置。双35炮的炮闩挂在后方扣机上为待发状态。此时炮闩头上有一发炮弹。当扣动扣机，炮闩向前击发并后坐到抛壳后，在继续后坐过程中，炮闩带到炮箱盖上的拨弹滑块，将输弹口的一发弹拨到炮闩头前面的进弹口。此时自动供弹箱内的拨弹机正好将一发弹挤到输弹口这个空位置。

(3) 提弹机(见图3－39)将拨弹机拨入的一发弹上提，同时上面的一个提弹齿将另一发弹挤动一个弹距。

(4) 齿条阻弹器的三根齿条下降约为一个弹夹距64mm的1/7(7发弹共下降约70mm)，挡住提弹机上的炮弹，以防止弹夹中最后一发弹在进入提弹机后因反跳而下落入暂时空着的拨弹机上。

(5) 炮弹导向板支承炮弹头部，使弹夹中的炮弹不下垂，以保证药筒底缘在弹夹中无卡滞地运动。

通过上述各机构的动作，将一发弹送到输弹口并被进弹机(在炮箱盖上)的挡弹杠杆挡住时，全部输弹机构动作停止，如图3－42所示。

在炮弹进入进弹口的过程中，向上压缩了两个定弹爪簧；当炮弹运动到被挡弹杠杆挡住时，定弹爪在定弹爪簧作用下恢复原位，从而在炮弹的另一端阻止炮弹，使炮弹定位在拨弹爪能拨住炮弹的位置。

当输弹动作停止时，弹簧马达的作用力通过各发炮弹的传递作用在挡弹杠杆上。连发时，挡弹杠杆时开时关，同时弹簧马达连续间断地工作。弹簧马达必须保证供弹及时性。

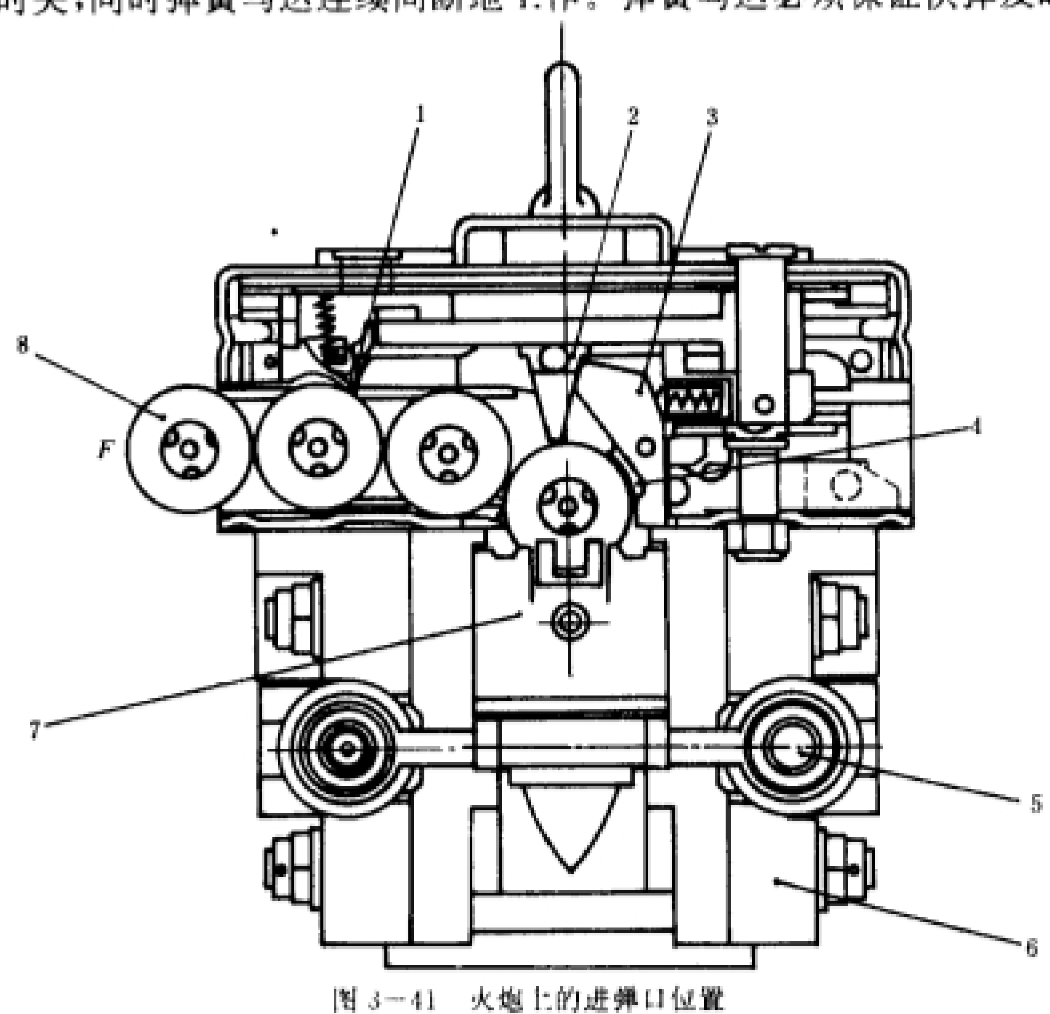


图3－41　火炮上的进弹口位置

1－拨弹爪和定弹爪(四件)；2－定位器；3－定位器杠杆；4－锁定杠杆；5－炮闩复进簧组件；6－炮箱；7－炮闩；8－炮弹；F－由弹簧马达传来的作用力

弹簧马达每次对炮弹的输送距离约为30mm。一发炮弹的弹距为55mm(即弹壳最大直

径)。当炮闩后坐将挡住炮弹的挡弹杠杆打开后，由炮闩操纵进弹机，然后进弹机上的拨弹爪将炮弹拨动 25mm，使炮弹位于炮膛轴线上方的进弹口，以便炮闩再次推弹入膛。

从图 3—39 中可看出，各机构的动作都是由弹簧马达驱动的主轴操纵的。各机构的位移或转角的大小，由各机构相对主轴的传动比来确定。通过各种齿轮副和特种蜗轮副(如六头和 8 头蜗杆)的传动机构来准确确定各机构相对主轴的传动比，使各机构的位移和转角精确，这是保证供弹可靠性的关键措施。

三、弹箱无链供弹系统各机构的结构原理

图 3—38 是左自动供弹箱的结构原理图。供弹电机 1 和弹簧马达 2 位于箱体的前方，离合器轴 3 垂直安置，主轴 4 位于箱体的左下侧，拨弹机装在箱底座的中部，炮弹导向机构位于箱体的前部，压弹机及弹夹导引槽位于箱体的后部，提弹机位于箱体的右侧(离炮膛轴线较近)。

1. 供弹电机

供弹电机的作用是随时上紧弹簧马达中的卷簧，以保证卷簧有足够的输出力矩，达到供弹可靠性和及时性的目的。供弹电机的电能来源于火炮的电源车。如果供弹电机的电压和转速不足，就会影响供弹及时性，出现空膛故障。如图 3—38 所示，供弹电机通过行星齿轮减速器上紧弹簧马达中的卷簧。但不是连续不断扭转卷簧，而是在弹簧马达每输送数发(大约四发)弹后上紧一次。这是通过弹簧马达上的微型行程开关操纵供弹电机断续工作而实现的。

当炮上无电源时，也可用人工上紧弹簧马达。但人工上紧一次，只能输送 10 发弹。

2. 行星齿轮减速器

它是一套外齿圈固定，供弹电机轴上的中心齿轮输入，经行星齿轮减速后，再由另一中心齿轮输出的减速机构，用以降低电机的输出转速，增大输出力矩。这样才能上紧弹簧马达中扭转刚度较大的卷簧。减速比为 25.5∶1。如图 3—42 所示，轴 1 与供弹电机转轴连接，中心齿轮 2 固定在轴 1 上；中心齿轮 2 与三个完全相同的行星齿轮组件(每个行星齿轮组件的销轴上固定有两个行星齿轮 Z_2 和 Z_3)中的齿轮 Z_2 啮合，并驱动其沿固定齿圈 3 的内齿 Z_4 上滚动，同时也驱动行星齿轮销轴上的另一齿轮 Z_3 转动；三个行星齿轮组件的销轴定装在带空心轴(空心轴套在轴 1 上)的支座 4 上；当中心齿轮 2 驱动三个行星齿轮 Z_2 转动时，支座 4 也随之转动；行星齿轮 Z_3 与圆筒构件 6(圆筒构件左端有内齿圈 Z_5，右端有输出齿轮 Z_6)中的内齿圈 Z_5 啮合，并驱动圆筒构件及其上的齿轮 Z_6 转动，齿轮 Z_6 就是输出齿轮，并通过过渡齿轮 7 带动弹簧马达中的轴转动而上紧卷簧。

显然，中心齿轮 2 通过行星齿轮减速器的传动，输出齿轮 Z_6 的转速大大降低，仅为电机转速的 1/25.5。

3. 弹簧马达

弹簧马达是自动供弹系统的动力源。如图 3—43 所示，它由两盘蜗线卷簧(当扭转刚度相同时，分成两盘卷簧，制造和装配较方便些)、卷簧盒、棘轮和棘爪装置、离合螺栓和螺母装置、行程开关、制动装置等组成。可由供弹电机或人工操作手动棘轮装置(附件)驱动轴 3，将卷簧上紧，卷簧带动锥齿轮 6，通过离合器和主轴而带动自动供弹各机构工作。

两盘卷簧 1 和 2 的内端固接在弹簧马达中心轴 3 上，外端固接在卷簧盒 4 和 5 上。卷簧盒一方面与左端的锥齿轮 6 固接，另一方面又通过键 7(共四个)与联轴器壳体 8 相联系。联轴器壳体的右端有四个突爪，与离合螺母 9 的四个缺口相啮合。当卷簧外端通过卷簧盒 4 和 5、键 7 带动联轴器壳体 8 转动时，也带动离合螺母 9 转动。离合螺母 9 的内螺纹与离合螺栓 10 的外

螺纹相配合。离合螺栓 10 用其孔固接在轴 3 上。当联轴器壳体与轴 3 发生或不发生相对转动时，则离合螺母与螺栓也发生或不发生相对转动。当轴 3 和螺栓 10 不转动，而卷簧通过联轴器壳体带动离合螺母转动时，则由于螺栓 10 螺纹的作用，可使离合螺母沿轴线方向左右移动，这样离合螺母外表的台阶就可操纵固定在弹簧马达壳体 12 上的微型开关 11 接通或切断电源，即使供弹电机时而转动，时而不动。

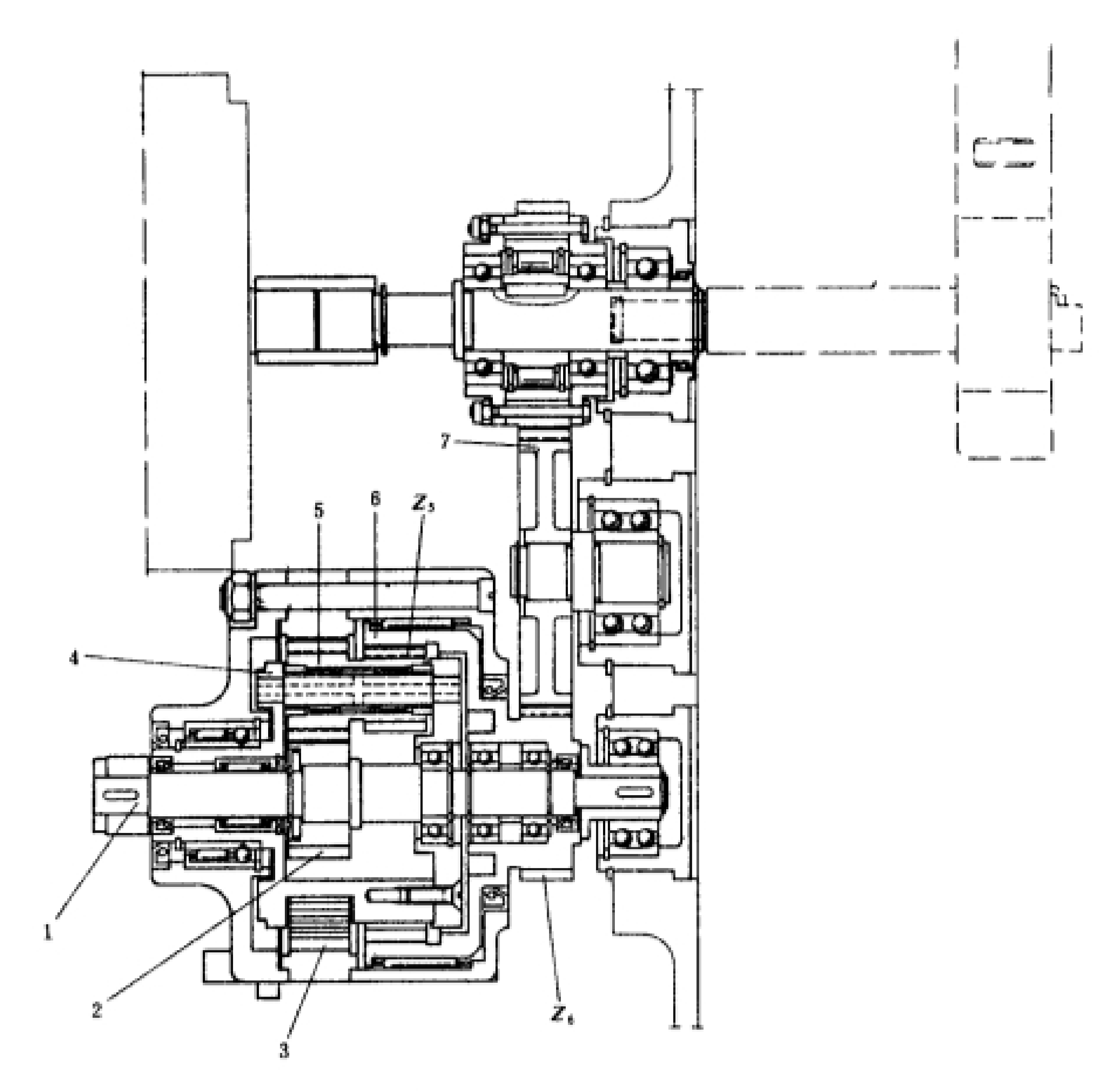


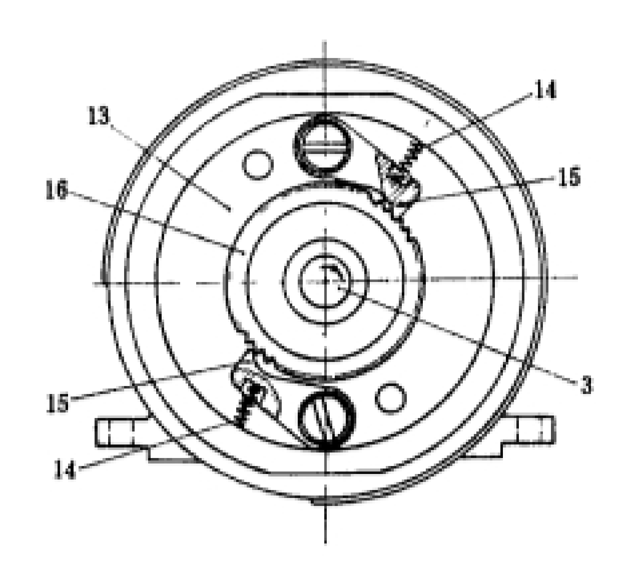
图 3—42　行星齿轮减速机构

1—电机和中心齿轮轴；2—中心齿轮；3—固定齿圈；4—带空心轴的支座；5—行星齿轮；6—圆筒构件；7—过渡齿轮；Z_5—圆筒构件内齿轮；Z_6—圆筒构件外齿轮(输出齿轮)

棘爪座 13 牢固地装在弹簧马达壳体 12 上。棘爪簧 14 使棘爪 15 顶在棘轮 16 的齿上，防止弹簧马达通过轴 3 松弛。棘爪与棘轮齿的啮合只能允许轴 3 向拧紧卷簧的方向转动。棘轮 16 牢固地固接在轴 3 上。当轴 3 转动时，两个棘爪交替地与棘轮啮合，使轴 3 不能反转。

下面将弹簧马达的三种工作过程分别叙述如下：

(1) 装弹过程。当提弹机和进弹机上都无弹，将一个空弹夹和几个满弹夹装入自动供弹箱，用供弹电机或用手动棘轮装置驱动轴 3 转动时，由于卷簧有 45N·m 的初扭矩，因而可通过卷簧盒 4 和 5、锥齿轮 6、离合器和主轴而带动自动供弹箱中各机构运动，把弹向进弹口输送。由于此时联轴器壳体 8 与轴 3 的转速相同，即离合螺母与离合螺栓的转速也相同，故离合螺母沿轴线方向无移动。



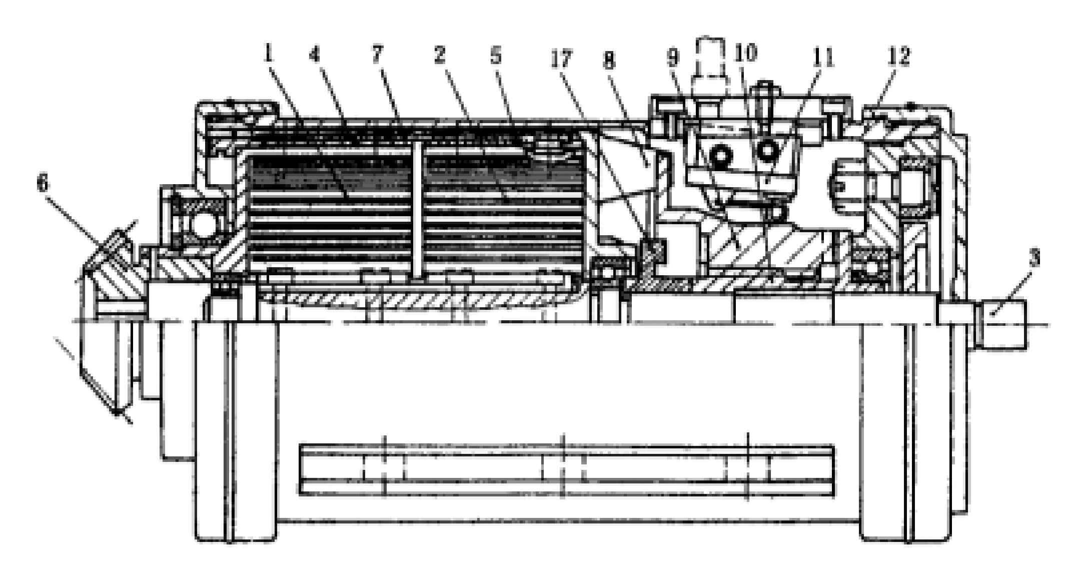


图 3－43　弹簧马达结构原理

1,2—卷簧;3—弹簧马达中心轴;4,5—卷簧盒;6—锥齿轮;7—键;8—联轴器壳体;9—离合螺母;10—离合螺栓;11—微型开关;12—弹簧马达壳体;13—棘爪座;14—棘爪簧;15—棘爪;16—棘轮;17—制动盘

(2) 旋紧弹簧马达过程。当首发炮弹到达自动机的进弹口时,锥齿轮 6 被制动。因而联轴器壳体 8 也停止转动。但供弹电机或手动棘轮装置仍使轴 3 继续转动并上紧卷簧 1 和 2。由于联轴器壳体 8 停止不动,离合螺母也不能转动,而离合螺栓由轴 3 带动转动,故离合螺栓用螺纹使离合螺母沿轴线向左移动到使微型开关 11 的杠杆由离合螺母的锥面滑下,断开供弹电机电源为止。此时轴 3 不再转动,弹簧马达中的卷簧被旋转了 0.5～1 圈,扭矩达到 55N·m。

若用手动棘轮装置,则使离合螺母向左移动到与制动盘 17(固定在轴 3 上)的突齿啮合为止。此时卷簧的扭矩达 68N·m,足以输送 10 发弹。

(3) 射击时弹簧马达工作过程。当射击开始后,输弹口处有空位时,弹簧马达立即驱动各机构进行输弹,同时也使联轴器壳体和离合螺母转动。因此时轴 3 和离合螺栓不转动,故离合螺栓推离合螺母向右移动。当连续射击约 4 发弹时,离合螺母移动到其锥面使微型开关的杠杆抬起而接通电源,供弹电机再次上紧卷簧。每射击约 4 发,上紧一次。

4. 离合器轴

离合器轴是位于弹簧马达和主轴之间的连接部件,由上部离合器组件和下部离合器组件组成,见图 3－38。其作用是:在自动供弹箱正常工作时,上、下两组件呈结合状态,起到弹簧马

达与主轴的连接作用；当需要排出输弹系统的故障或需要维修拆卸各输弹机构时，必须用人工使上、下两组件分离，放松弹簧马达，以避免弹簧马达的扭矩传至各机构而发生危险。另外，在离合器轴上，还有一个单向滚柱离合器，用来吸收各输弹机构的反馈冲击。

5. 主轴

主轴安装于（左）供弹箱内的下侧。它的作用是接受弹簧马达通过离合器轴传来的动力，并分别传给各输弹机构。如图 3—44 所示（参见图 3—38），主轴借锥齿轮 2 接受离合器轴 1 传来的动力；然后用一对锥齿轮 3 的啮合将动力传送到炮弹导向机构；用两对直齿轮 5 和 8 将动力传至拨弹机；用一对直齿轮 7 将动力传至提弹机；用一套蜗轮蜗杆 9 的运动将动力传至压弹机和传动螺杆；用凸轮盘 10 带动操纵杆 11 等将动力传至齿条阻弹器；从而协调各机构同步完成输弹工作。

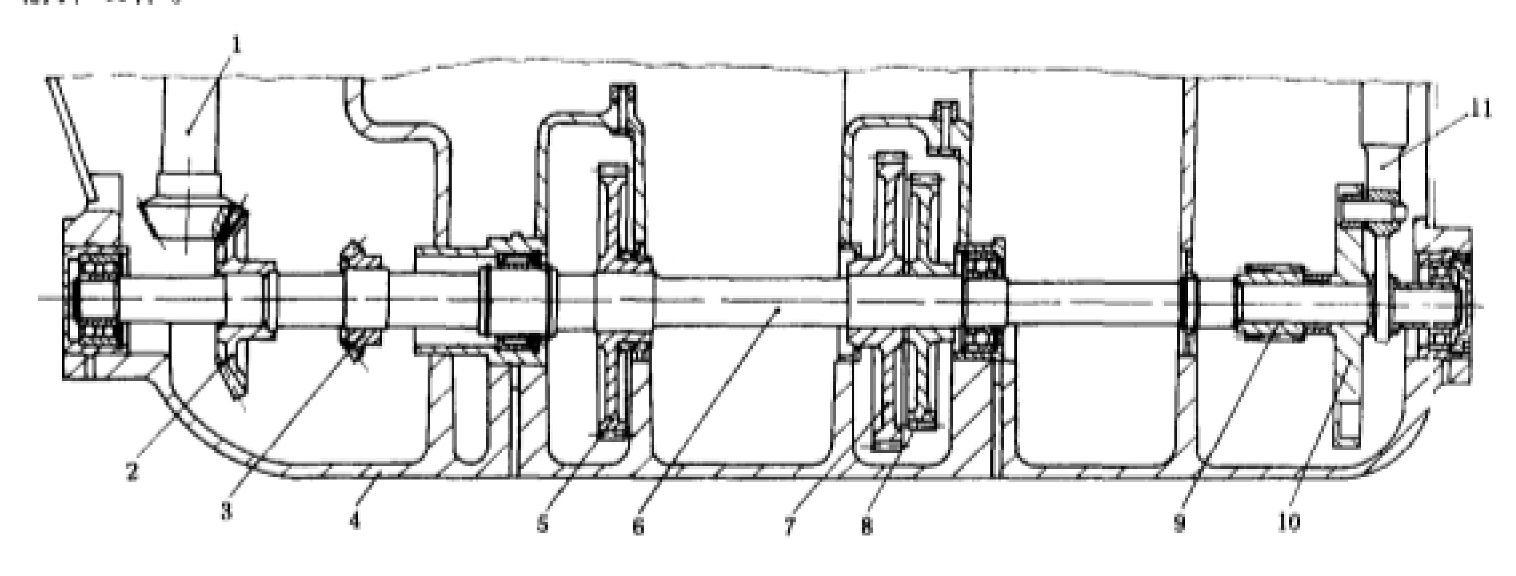


图 3—44 主轴结构原理

1—离合器轴；2—锥齿轮；3—锥齿轮；4—弹箱底座；5—直齿轮；6—主轴；7—直齿轮；8—直齿轮；9—蜗轮；10—凸轮盘；11—操纵杆（操纵齿条阻弹器）

6. 拨弹机

拨弹机的作用是将最下面的一个弹夹中的 7 发弹依次拨入提弹机。拨弹机装在箱底座上，如图 3—45 所示。它由前拨弹链条组件 8 与后拨弹链条组件 9 及导向机构等组成。

前、后链条的上平面与箱底座 12 上的导引平面齐平，都与弹夹所在平面倾斜 8.36°．斜度约为 7：1。因为链条上的拨弹齿 10 和 11 每拨动一个弹距（55mm）的同时，压弹机将弹夹 F 压 1/7 弹夹距（64mm），因而弹夹中的弹也要下移相同的距离，所以链条和导引平面必须有倾斜度，以保证炮弹下移时正好落在导引平面上而不发生干涉。主轴转一圈，拨弹机将第一个弹夹中的 7 发弹拨完，压弹机正好将等二个弹夹压在拨弹机上，以供拨弹齿继续拨弹。这样就保证了自动连续射击。

如图 3—45 所示，每条弹链的上平面均有 7 个链节，相当于每个链节对应一发炮弹。由于弹壳有锥度，对前、后拨弹链条的结构有不同要求：拨弹时为了保持弹壳与弹壳沿母线接触，要求拨弹壳直径小的前拨弹链条长度要短于拨弹壳直径大的后拨弹链条长度。所以前拨弹链的链节长为 53mm，后拨弹链的链节长为 55mm。前后两种链节的长度应分别等于被拨弹壳前后相应两处直径的大小。前、后拨弹齿的高度也应与弹壳直径大小相配。主轴与前、后拨弹链轮的传动比必须相同，才能保证前后两弹拨齿同时拨弹。

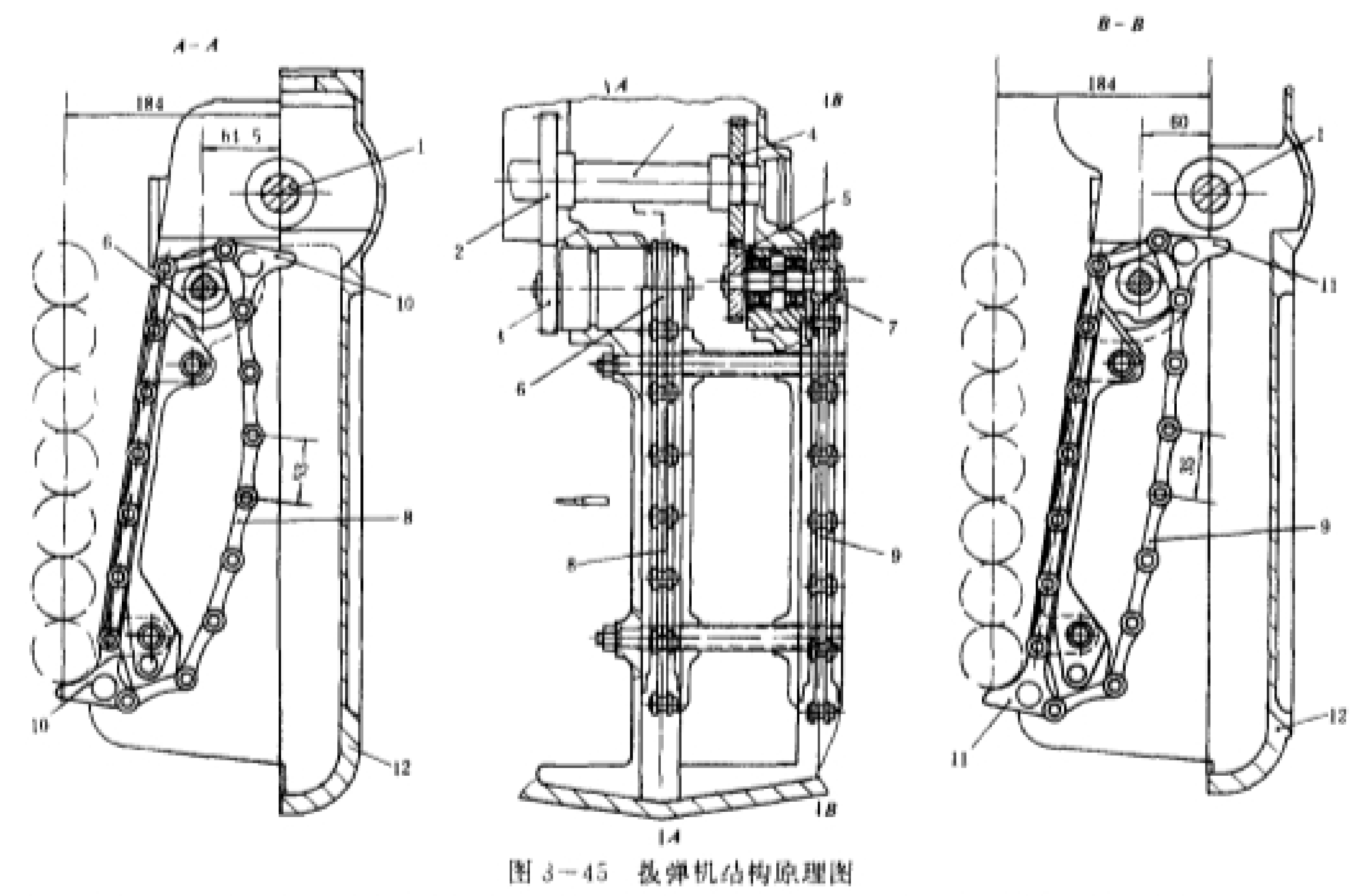


图 3－45　拨弹机结构原理图

1－主轴；2、3－主轴与前链轮轴的啮合齿轮；4、5－主轴与后链轮轴的啮合齿轮；6－前链轮；7－后链轮；8－前拨弹链条组件；9－后拨弹链条组件；10－前拨弹齿；11－后拨弹齿；12－箱底座

在结构上，主轴与前、后链轮的传动比等于 2，即主轴转一圈，链轮轴转两圈。每个链轮上有 4 个齿，即主轴转一圈，链条移动 8 个链节，每移动一个链节拨一发弹。除 7 个链节拨 7 发弹外，其余一个链节为空拨。压弹机下压一个空弹夹的距离正好与拨弹机空拨一个链距相协调。

7. 压弹机

压弹机的作用是用其链条上的压弹齿将供弹箱中的弹夹一夹一夹地往下压，压至拨弹机上，以供拨弹。如图 3－46 所示，压弹机由带压弹齿 12 的链条 10、链轮 9、传动螺杆 7 和 8、以及由主轴上的蜗杆经蜗轮 1 传至轴 4 的传动机构组成。

传动经过是：固定在主轴上的 8 头蜗杆（见图 3－38）带动蜗轮 1，经齿轮 2 和 3 带动链轮轴 4 转动。然后轴 4 上的链轮 9 带动链条 10 运动，同时轴 4 上的蜗轮 5 和 6 与传动螺杆 7 和 8 上的两个六头蜗杆（图中未标示）啮合而带动传动螺杆转动。所以，各机构均由主轴操纵，通过一定的传动比，相互协调同步地工作。

压弹机的工作过程是：拨弹机每拨动一发弹，压弹机下压 1/7 弹夹距（64mm）；主轴转一圈，拨弹机将弹夹中的 7 发弹拨完，压弹机下压一个弹夹距（64mm），正好将另一个满弹夹压到拨弹机上。弹夹的两端由导槽（见图 3－38）导引。但导槽上下都是直通的。为了不让弹夹随意向下移动，用传送螺杆上的螺纹托住；当弹夹上端被压弹齿下压时，下端沿转动的传动螺杆的螺纹下移；当弹夹中的弹被拨完，空弹夹进一步被压下到传动螺杆不再托住它时，于是空弹夹通过箱底座上的通槽落于空弹夹收集仓。主轴与传动螺杆的传动比等于 1，即主轴转一圈，传动螺杆也转一圈，正好在其螺纹上端托住另一个满弹夹。如此循环地工作。

在弹夹导槽上固定有弹药中止开关（见图 3－38）。它的作用是通过弹夹上的滚轮接通击发扣机的电源。当另一个扭子开关（10/3）置于“10”位置，弹箱中剩 10 发弹时，断开击发扣机电

源，不能再击发。只要装入新的满弹夹，就能立即再次发射，减少了专门再装弹的操作手续。若将扭子开关置于“3”的位置，则剩 3 发弹时停止射击。此时必须费时地进行专门的装弹操作手续，重新装弹，弹夹滚轮接通击发扣机电源后，才能再次击发。一般情况是将扭子开关(10/3)置于“10”的位置。

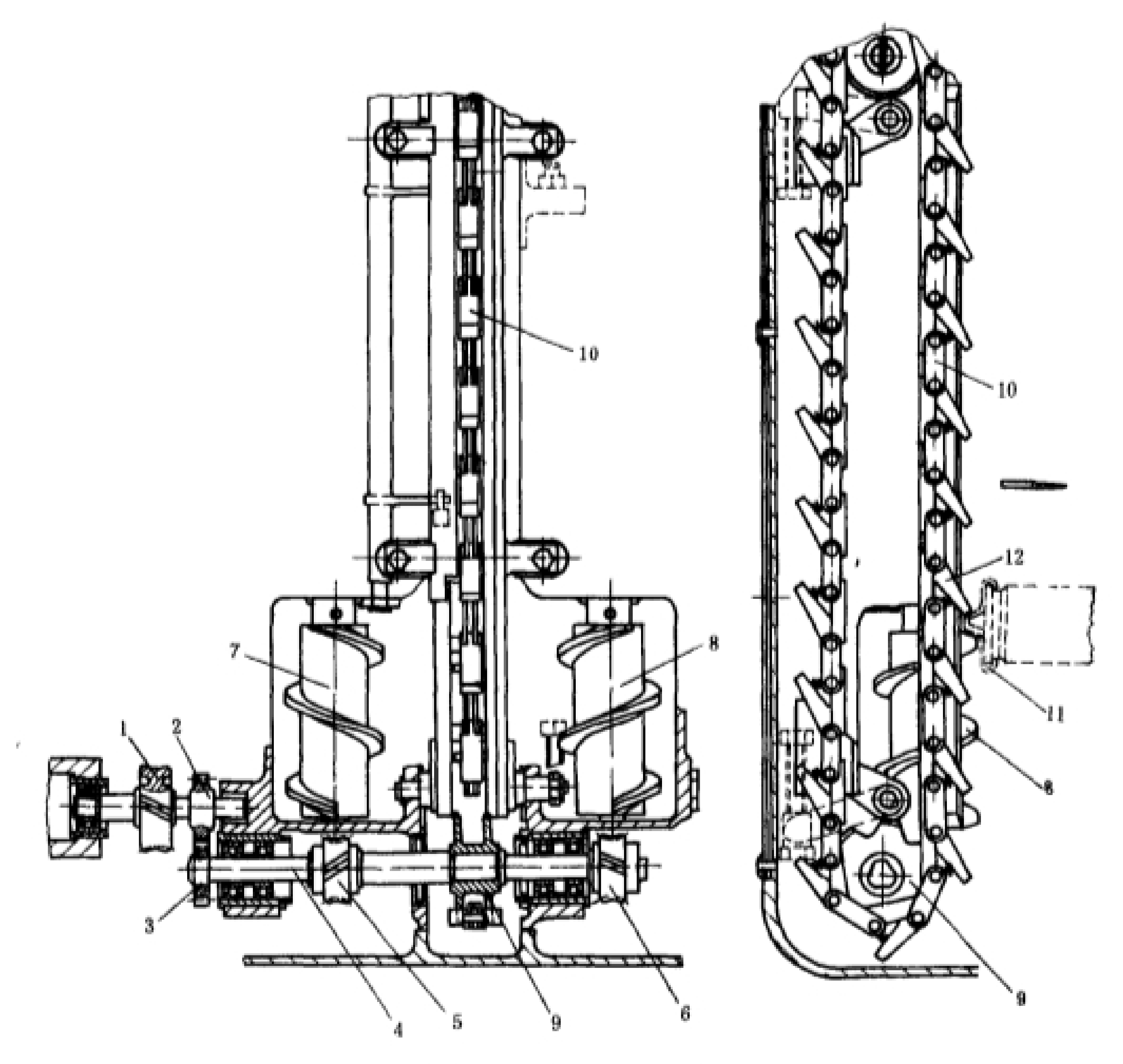


图 3－46　压弹机结构原理图

1－蜗轮；2，3－齿轮；4－轴；5，6－蜗轮；7，8－传动螺杆；9－链轮；10－链条；11－弹夹；12－压弹齿

8．炮弹导向机构

炮弹导向机构的作用是支承和导引弹夹中炮弹的头部，避免由于炮弹头部重力使弹夹扭转变形并防止弹底缘从弹夹中跳出，以及炮弹在弹夹中运动时可能发生的卡滞现象。

如图 3－47 所示，炮弹导向机构由传动机构，和导向机构组成。由锥齿轮 2、轴 3、锥齿轮 4 和 5 组成的传动机构，其作用是将主轴的运动按所需的传动比传给导引机构；由炮弹导板 11、导板簧 12(左右两根)和传送螺杆 8 等组成的导引机构的作用就是支承和导引炮弹，避免炮弹头部下垂。

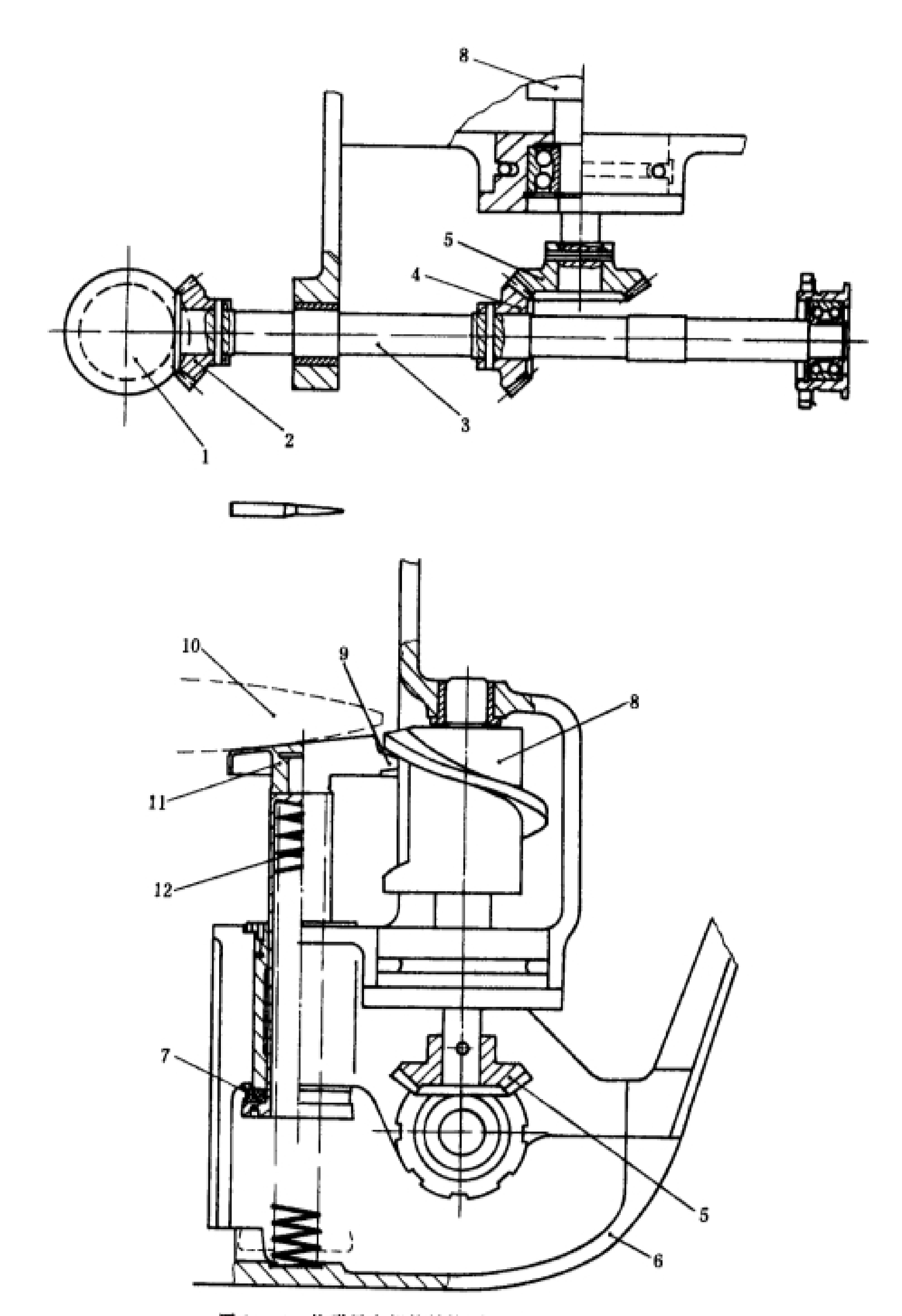


图 3—47 炮弹导向机构结构原理图

1—主轴；2—锥齿轮；3—传动轴；4，5—锥齿轮；6—箱体；7—缓冲圈；8—传送螺杆；9—导板突齿；10—炮弹；11—导板；12—导板簧

该机构的传动和工作过程是这样：主轴 1 的转动通过锥齿轮 2、轴 3、锥齿轮 4 和 5 使传送螺杆 8 转动。炮弹导板 11 的上表面形状与弹丸外形相适配；导板突齿 9 受导板簧 12 向上的推力作用而与传送螺杆的螺纹下面紧贴。当导板位于最上方时，正好支承一个满弹夹。当拨弹机构从弹夹中拨出一发弹时，由于传送螺杆 8 的转动，其螺纹将导板 11 下压一个弹夹距的 1/7（即 64mm/7）；同时将导板簧 12 也压缩相同的距离。这正好与压弹机下压弹夹的距离相等，使炮弹作平行无卡滞的运动。由于结构设计使主轴的转速与传送螺杆的转速相等，当主轴转一圈，拨弹机将弹夹中的 7 发弹拨完时，传送螺杆 8 也转一圈并将导板拉下一个弹夹距。由于传送螺杆上只有一圈螺纹，且螺距与弹夹距相等，故当弹夹中 7 发弹拨完时，导板 11 不再受传送螺杆的螺纹约束，而在导板簧 12 的推力作用下升到最高位置而托住另一个满弹夹的弹头。如此循环地工作。

导板的下部有缓冲圈 7，用以缓冲导板在导板簧推力作用升到最高位置时的冲击。

9. 提弹机

提弹机位于火炮进弹机的一侧，与摇架大环形耳轴孔相接。它的作用是把由拨弹机拨来的弹提升到进弹机上，并将炮弹挤到输弹口，如图 3－39 和图 3－48 所示。

提弹机由前、后两根闭环提弹链条、链轮、链条滚轮组件、导向盘组件和链条张紧器等组成。

提弹机的传动和工作过程是：如图 3－48，主轴上的齿轮与提弹机链轮轴 4 上的齿轮 3 啮合，主轴的转动驱动提弹机上前链轮 2 和后链轮 6 转动，从而带动前链条 1 和后链条 5 运动。由于弹壳有锥度，前、后链条的提弹齿所提弹壳两处的直径不同，因而两种提弹齿的高度不同，前者为 68mm，后者为 71mm，如图 3－49 所示。前、后链条的上端分别由固定在箱体上前导向盘 16 和后导向盘 9 所支承和导向。由于弹壳有锥度，前导向盘的最大宽度 $l=100$mm，后导向盘的最大宽度 $l=98$mm，如图 3－50 所示。

每个链节上装有销轴 10(15)，每根销轴两端装有滚轮 11、12(13、14)，使套在销轴上的滚轮沿导向盘 16(9)滚动，以减小链条运动的磨擦阻力。

主轴与提弹机链轮轴 4 的传动比 $i=2$，链节距 $P=32$mm，链轮齿数为 $Z=7$，故主轴转一圈，提弹机链条的移动距离为

$$S = PZi = 32 \times 7 \times 2 = 448\text{mm}$$

每提一发弹链条移动距离为 448/7＝64mm。

在提弹机本体上固定有阻弹齿（见图 3－39），用以阻止进弹口后端四发弹的回跳，并消除炮弹在输送过程中的间隙，以保证进弹机上的拨弹爪能可靠地拨住炮弹而连续射击。

在提弹机本体上还有链条张紧器 17，用以调节提弹链条的张紧度，如图 3－49 所示。

在提弹机本体上还安装有提弹机锁定装置，其作用是防止在打开炮箱盖，炮弹不再受炮箱盖的约束时而向上跳出。见图 3－48，它由控制臂 18、锁定杠杆 8 和锁定棘轮 7 等组成。当盖上炮箱盖时，炮箱盖下压控制臂 18 的上端，控制臂绕其轴转动并将锁定杠杆 8 往上拉，使其下端的突齿脱离固定在提弹机轴上的制动棘轮 7，因而提弹机可沿提弹方向运动。当炮箱盖打开时，锁定杠杆 8 在弹簧 19 的作用下向下用突齿卡住锁定棘轮，因而提弹机轴不能转动，同时也使主轴及主轴驱动的各机构都不转动。这样就防止了炮弹受挤而向上跳出。

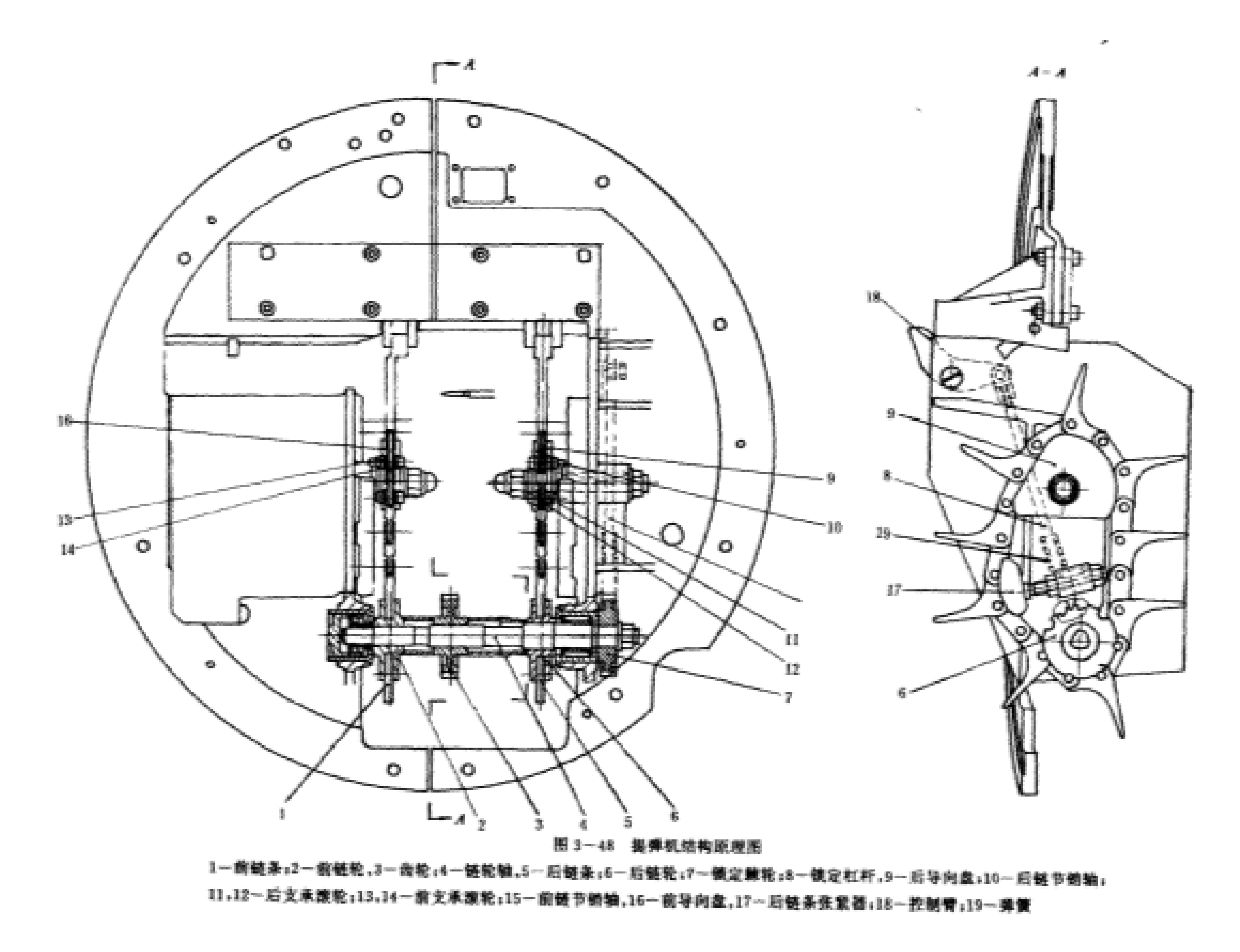
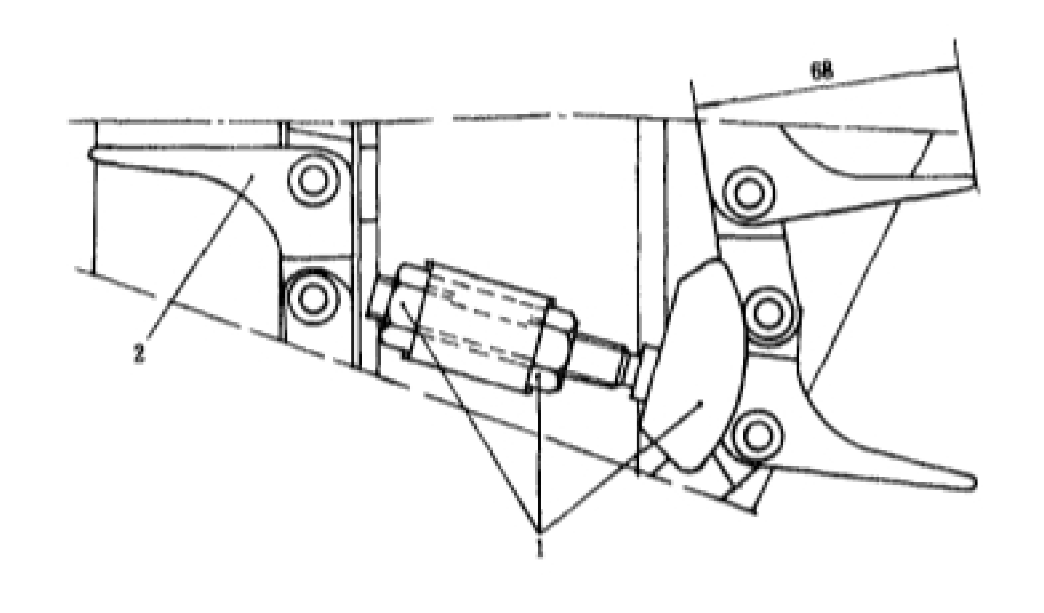


图 3－48　提弹机结构原理图

1—前链条;2—前链轮,3—齿轮;4—链轮轴,5—后链条;6—后链轮;7—锁定棘轮;8—锁定杠杆,9—后导向盘;10—后链节销轴;11,12—后支承滚轮;13,14—前支承滚轮;15—前链节销轴,16—前导向盘,17—后链条张紧器;18—控制臂;19—弹簧



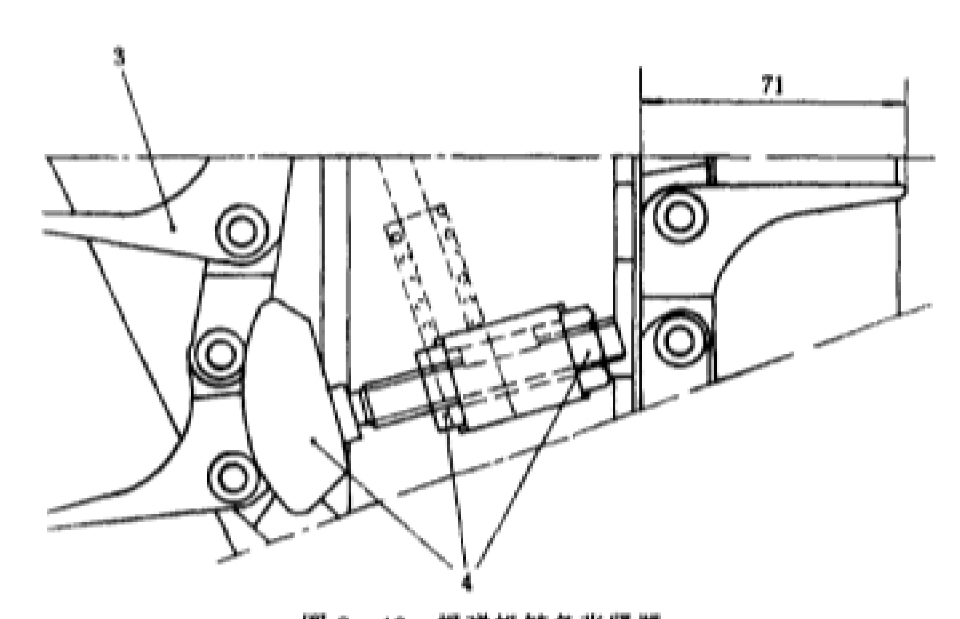


图 3－49　提弹机链条张紧器

1－前张紧器；2－前提弹齿；3－后提弹齿；4－后张紧器

10. 齿条阻弹器

齿条阻弹器中的三个齿条位于拨弹机和提弹机的交接处，用以阻止拨入提弹机内的炮弹返回，以防弹夹中最后的一发弹下落到暂时空着的拨弹机上或箱体内而产生故障。如图 3－38 所示，射击时，一个弹夹中的前 6 发弹是靠拨弹齿直接推动的第七发弹挤入提弹机的，此时拨弹机上排满着炮弹而无空位。但到第 7 发弹挤入提弹机时，拨弹齿处有空位，这发弹就有可能返回，此时就需要阻弹齿条下降将弹挡住。另外压弹机将弹夹不断地下压，被输的弹与提弹机入口的相对位置有变化，也需要阻弹齿条不断下降将弹挡住。所以，结构上最关键的问题就是要设计好主轴与压弹机、输弹机和提弹机的传动比及各机构之间的相对位置，以协调各机构同步工作。

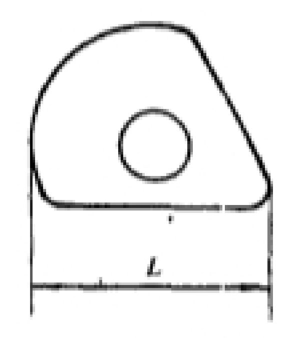


图 3－50　导向盘的宽度

如图 3－51 所示，齿条阻弹器主要由凸轮盘 1、传动杆 6、传动齿轮 9、柔性轴 10 和传动轴 11、传动齿轮 12、13、14 和阻弹齿条 15、16、17 等组成。

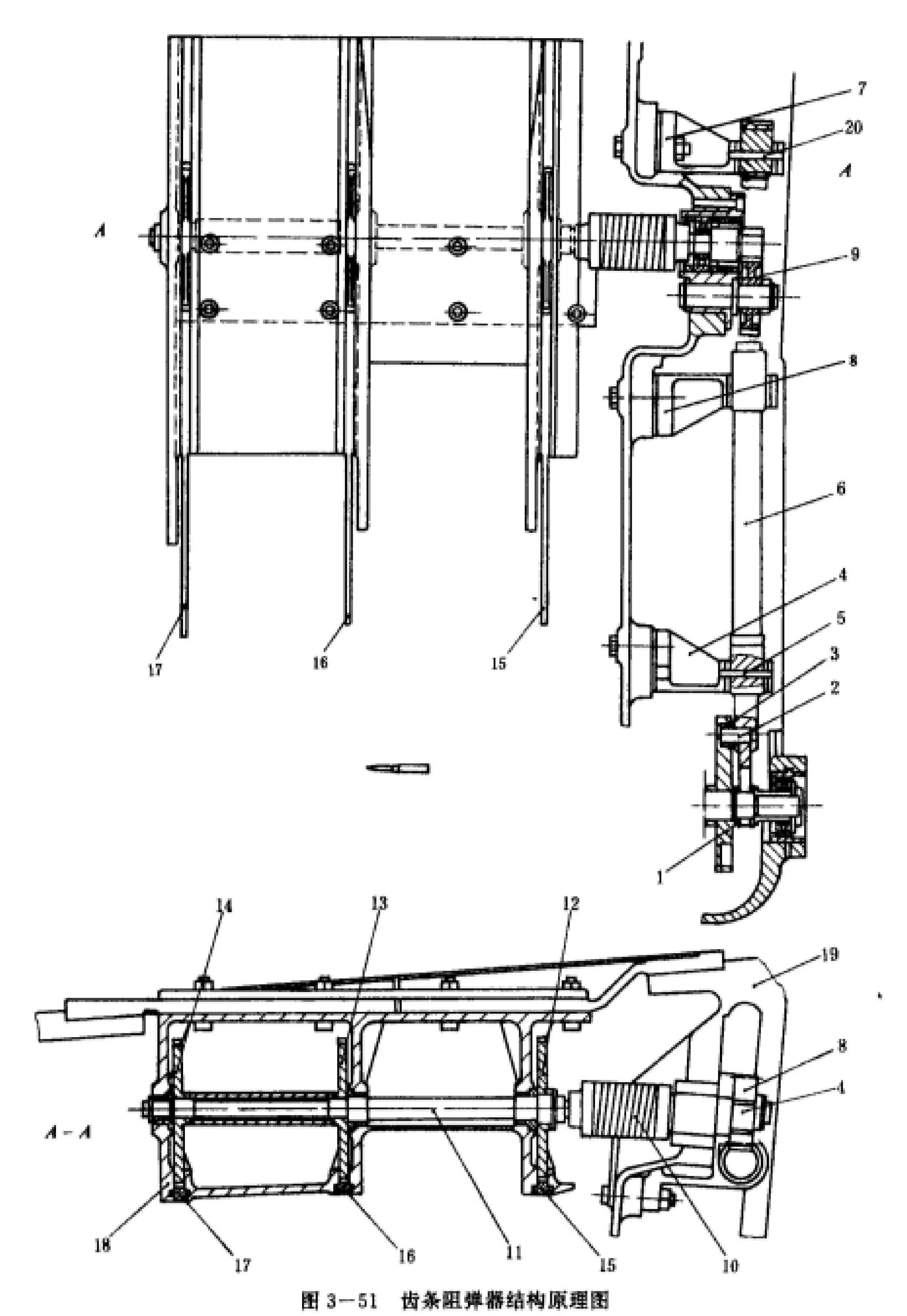


图 3－51　齿条阻弹器结构原理图

1－凸轮盘；2－销轴；3－滚轮；6－传动杆；4、7、8－传动杆支座；9－齿轮；10－柔性轴；11－传动轴；12、13、14－传动齿轮；15、16、17－阻弹齿条；18－齿轮固定支架；19－箱体；5、20－制转销

齿条阻弹器的传动和工作过程是：凸轮盘 1 固定在主轴上。凸轮盘上有双面约束的凸轮槽，固定在传动杆 6 上的销轴 2 上套有滚轮 3。滚轮 3 置于凸轮槽中。所以当主轴带动凸轮盘转动时，便通过滚轮 3、销轴 2 使传动杆 6 作上下直移运动；然后传动杆 6 上的齿条带动齿轮 9、柔性轴 10 和传动轴 11 以及固定在传动轴 11 上的三个齿轮 12、13、14 转动，从而带动三根

阻弹齿条15、16、17作上下移动，下移全程约70mm。如图3－52所示，凸轮盘1按逆时针回转，其上的凸轮槽曲线分8个区段，其中0－1区段为阻弹齿条在阻挡第7发弹后，立即迅速上升区段；其余7个区段都是使阻弹齿条逐次下降，即每发射一发，下降一段距离；而在7－0区段，也就是在拨弹齿拨动第7发弹时，阻弹齿条下降的距离最大，以便挡住该弹进入提弹机时的回跳。

传动杆支座4、7、8是起导引传动杆的作用，同时也防止传动杆两端受压时而引起弯曲。为保证传动杆上的齿条与齿轮9的正确啮合，在传动杆上开有直槽，用制转销5、20插入，以防转动。

柔性轴10在凸轮盘带动阻弹齿条加速上升过程中起缓冲作用。

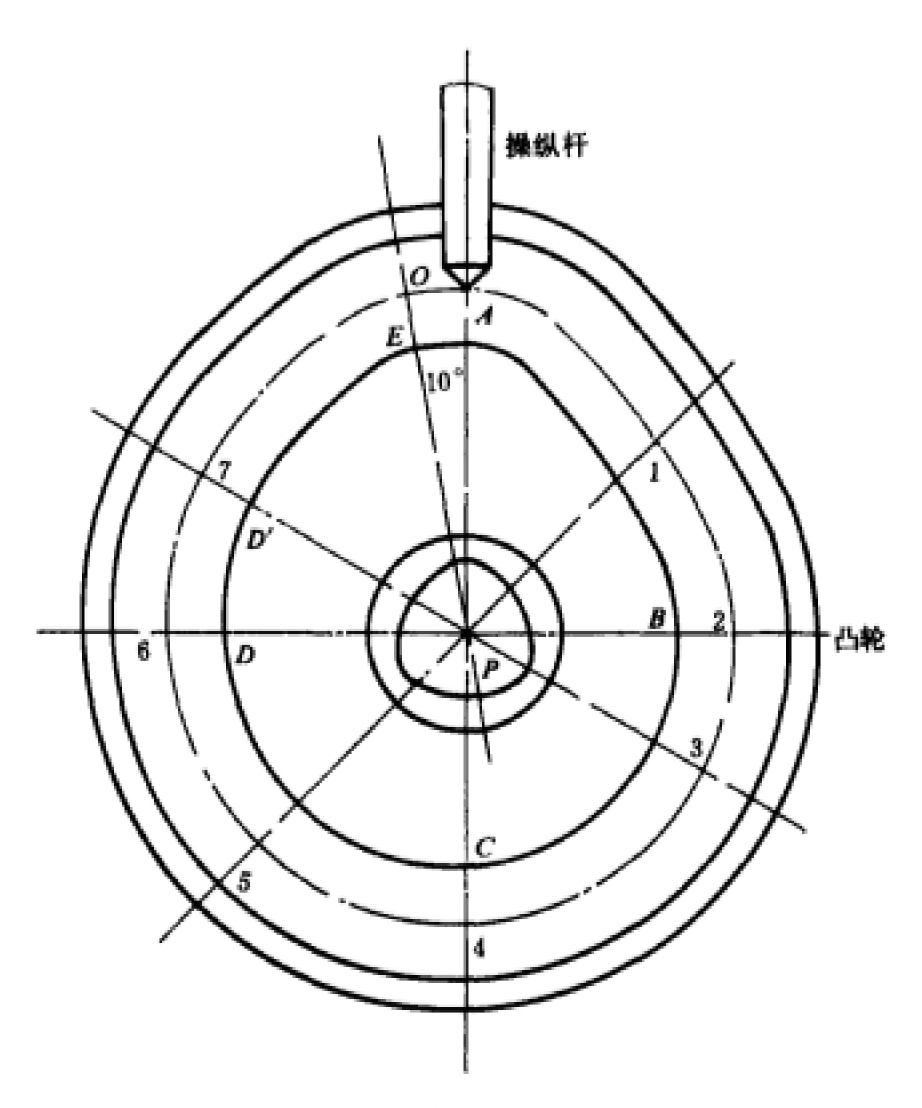


图3－52　凸转曲线工作区段的划分

11．箱体

箱体和箱底座是自动供弹箱的主体。除拨弹机安装在箱底座上外，其余全部输弹机构，即上述各机构以及电器开关与电缆等都装在箱体上。

图3－53是左自动供弹箱（射手位于火炮后方，面对目标，左手一方为左供弹箱）的箱体外形结构图。箱体前方装有供弹电机1和弹簧马达2；后方装有压弹机链条3和弹夹导槽4，箱体右方与摇架左侧的大环形耳轴相固接，并使箱体右方的大圆孔正对着左环形耳轴的大圆孔，以便位于箱体右侧的提弹机提升的炮弹由此孔进入火炮的进弹口。拨弹机和炮弹导向机构位于箱体的下部（图上看不见）。弹箱上有四个开关，即扭子开关（10/3），弹簧马达开关，供弹电机开关和弹药中止开关。

箱体用合金铝铸造而成。因其比重小，可减小自动供弹箱随摇架俯仰的转动惯量。

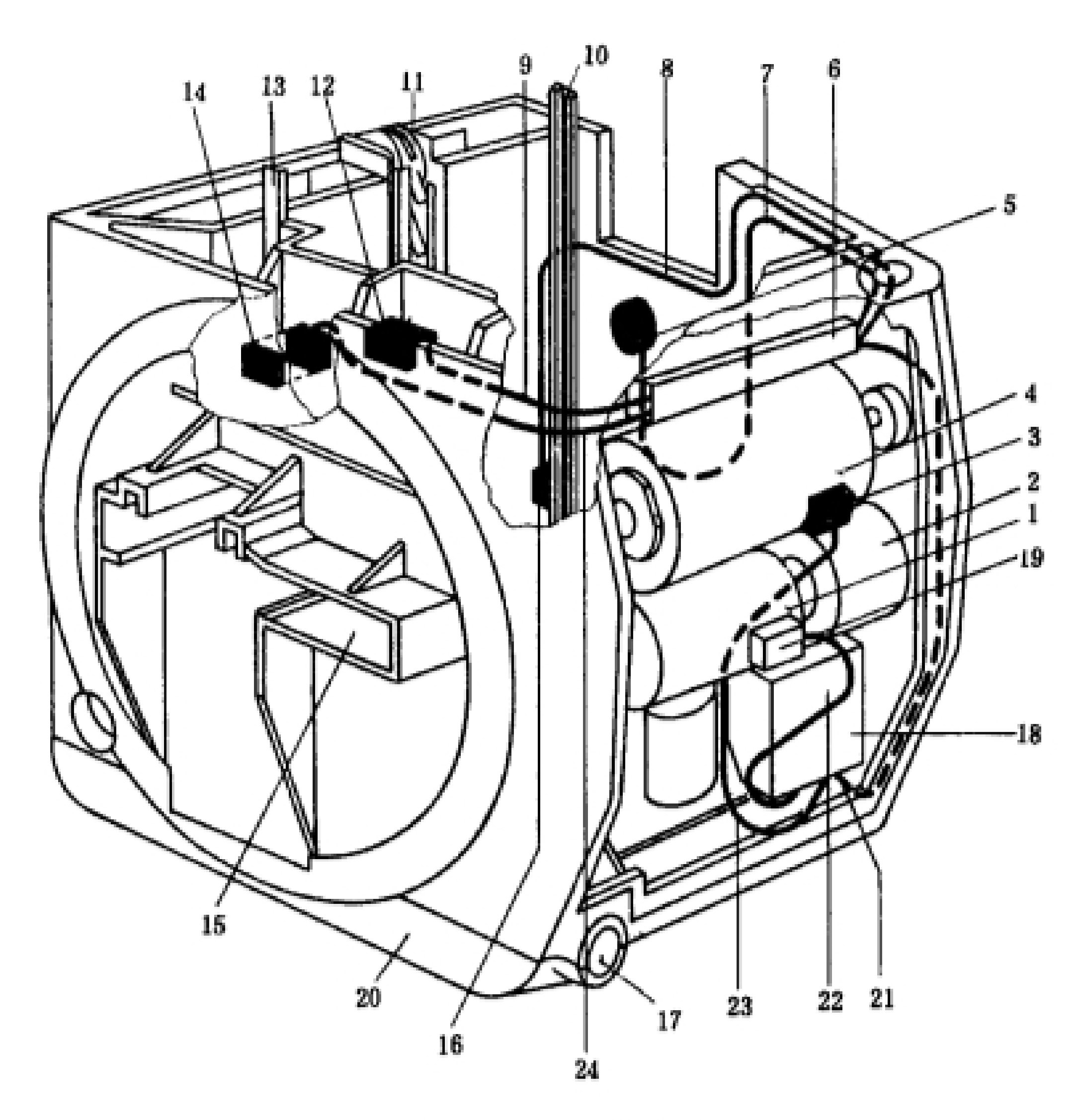


图 3—53　箱体外形结构和电缆布置图

1—供弹电机；2—行星齿轮减速器；3—弹簧马达开关；4—弹簧马达；5—主接线插头；6—接线板；7,8,9—电缆；10,13—弹夹导槽；11—压弹齿；12—供弹电机开关；14—接线板；15—炮弹出口；16—弹药中止开关；17—主轴孔；18—配电箱；19—供弹电机电源传送器；20—箱底坐

12. 箱底座

如前所述，箱底座与箱体是自动供弹箱的主体。它们都是用合金铝铸造。然后机械加工而成。

箱底座位于箱体的底部，其上安装有拨弹机，如图 5—53 所示。

3.1.5　卷簧输弹的及时性计算

凡用卷簧作为动力源的无链供弹系统，如前述的 81 式机枪的弹鼓和双 35 高炮的自动供弹箱等，都需要进行输弹及时性的计算。

计算及时性的方法与计算弹匣供弹及时性相类似。弹匣输弹按平动计算，而用卷簧输弹，则按转动计算。作回转运动的弹鼓输送一发弹的时间，可按下式近似求出，即

$$\Delta t_d = \frac{\Delta\varphi}{\omega_p}$$

式中 $\Delta\varphi$ 为输送一发弹时，弹鼓回转部分的转动角度。此转动角度可按一发弹的移动距离（一般相当于弹壳直径）算出。ω_p 为回转部分的平均角速度。

近似地认为在 $\Delta\varphi$ 角度内，回转部分作等角加速运动，所以

$$\omega_p = \frac{1}{2}\omega_{max}$$

$$\Delta t_d = \frac{2\Delta\varphi}{\omega_{max}}$$

式中 ω_{max} 为输送一发弹结束瞬间，弹鼓回转部分的最大角速度。此最大角速度按弹鼓回转部分的转动动能等于蜗线簧伸张角度 $\Delta\varphi$ 所作的功计算

$$\frac{1}{2}J_0\omega_{max}^2 = M_p \cdot \Delta\varphi$$

式中 J_0——弹鼓回转部分对回转轴的转动惯量；

M_p——卷簧作用在弹鼓回转部分的平均扭转力矩，可由卷簧扭转刚度曲线 $M-\varphi$ 求得（参见第八章《弹簧设计》）。

于是可由以上诸式求得 Δt_d。

由于转动惯量 J_0 和卷簧扭转力矩 M 随弹鼓内弹的减少而减小，与计算弹匣输弹及时性一样，应计算弹鼓装满弹时和只剩一发弹时两种情况下的输弹时间 Δt_d，以检查是否满足输弹及时性的要求。

前述双 35 高炮的输弹系统虽然结构复杂，但计算输弹时间 Δt_d 的方法是相同的。只要把各机构中作平动的质量转化成转动惯量，再计算出各机构相对弹簧马达输出轴的传动比和效率，然后把各机构的转动惯量再转化成弹簧马达输出轴驱动的总的转动惯量，则可用上述计算输弹时间的公式进行计算。计算总转动惯量的公式如下。

$$J_0 = J_A + \sum_{i=1}^{n}\frac{k_i^2}{\eta_i}J_i$$

式中 J_0——弹簧马达驱动的总转动惯量；

J_A——弹簧马达自身的转动惯量；

J_i——第 i 个机构绕其自身转动轴的转动惯量。

k_i,η_i——第 i 个机构相对弹簧马达输出轴的传动比和传动效率。

但要注意，双 35 高炮输弹系统每输一发弹的输弹位移不是弹壳直径 55mm，而是 30mm，其余 25mm 由炮闩在后坐过程中操纵炮箱盖上的进弹机构输送。这样可保证供弹及时性和可靠性。

§3.2 弹链供弹机构的结构设计

弹链供弹机构由弹链、输弹机构和进弹机构组成。弹链是容弹具；输弹机构移动带枪弹的弹链有序地将枪弹拨到进弹口；进弹机构将枪弹由进弹口送入弹膛。

以下分别研究弹链、输弹机构和进弹机构的设计。

3.2.1 弹链设计

一、弹链的作用、结构和工作特点

1. 弹链的组成和作用

弹链是由若干个链节通过中间零件或搭挂联接而成，每一个链节容纳一发枪弹。链节的抱弹部具有一定的弹力，能将枪弹紧紧抱住，防止枪弹相对弹链运动。枪弹在链节中以枪弹斜肩

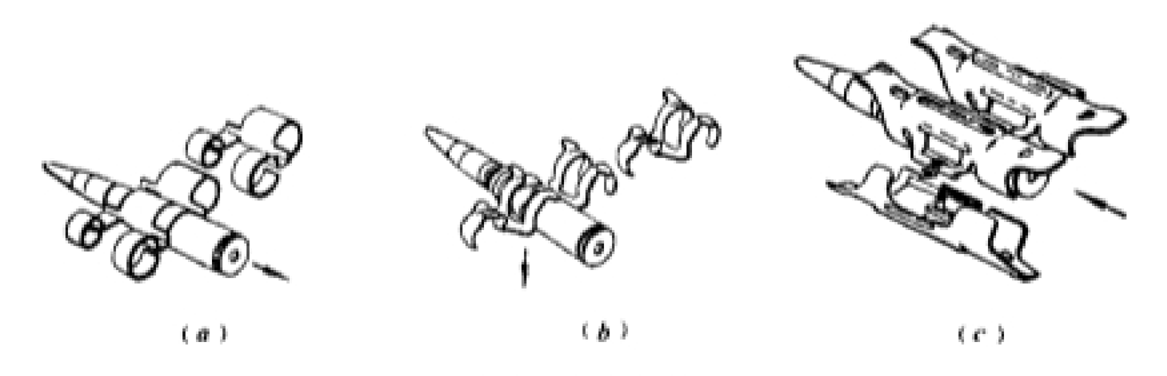
或弹底槽做纵向定位。

在用弹链供弹的武器中，每次发射，输弹机构将弹链依次移动一个链节，使待进膛的枪弹移动到接近枪膛轴线的位置，然后由进弹机构推弹入膛。弹链的作用就是容纳枪弹，并在射击过程中依次将枪弹带到进弹口或取弹口以保证连续射击。

2. 弹链的分类

现代自动武器广泛采用半刚性弹链。按链节连接方式可分为散弹链、不散弹链和组合弹链三种。按弹链抱弹部位结构形式又可分为闭式弹链和开式弹链两种。

(1) 散弹链。散弹链为互相插接或搭挂的单个金属链节，靠所装枪弹连接在一起。枪弹退出后，弹链就自行散开。这种弹链能任意增减容弹量，容易排除空弹链，一般适用于排链空间受到限制的航空武器和坦克武器上。图 3－54(*a*)、图 3－54(*b*)的链节是互相插接的，图 3－54(*c*)的链节是互相搭挂的。



(*a*) (*b*) (*c*)

图 3－54 几种散弹链

(*a*) 苏 ШКАС 航空机枪弹链；(*b*) 美 20 自动炮弹链；(*c*) 德 MG131 航空机枪弹链

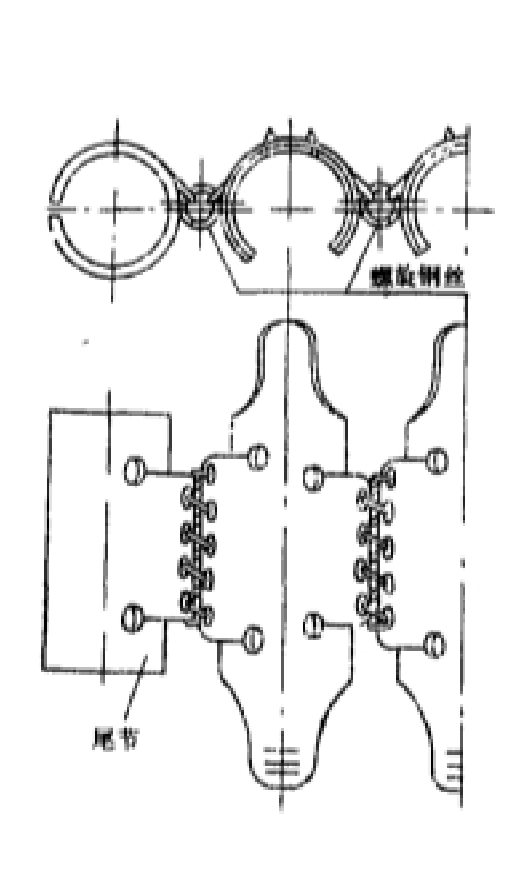


图 3－55 56 式 7.62 轻机枪弹链

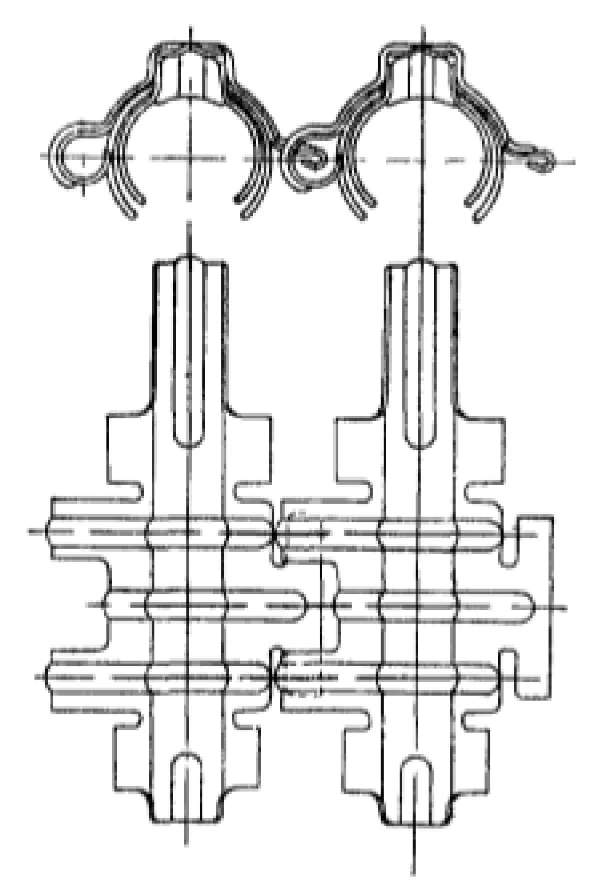


图 3－56 54 式 12 7 高射机枪弹链

(2) 不散弹链。不散弹链是由一定数量的金属链节用中间零件(如螺旋钢丝、销轴等)联接或互相搭挂而成的不可拆弹链。这种弹链便于携带、保管和回收，装弹较快，一般适用于轻、重

机枪及地面用高射机枪。图 3－55 和图 3－56 为不散弹链。54 式 12.7 高射机枪弹链的链节是互相搭挂联接的，56 式 7.62 轻机枪是靠螺旋钢丝联接的。

(3) 组合弹链。组合弹链是把几段不散弹链通过散弹链的联接方式连接起来的弹链，射击后便自行分成几段不散弹链。组合弹链能满足机枪在各种配备条件下不同容弹量的要求。图 3－57、图 3－58 为组合弹链的实例。67－2 式 7.62 重机枪的几段不散弹链之间是搭挂联接的，80 式 7.62 多用途机枪的几段不散弹链之间是互相插接的。

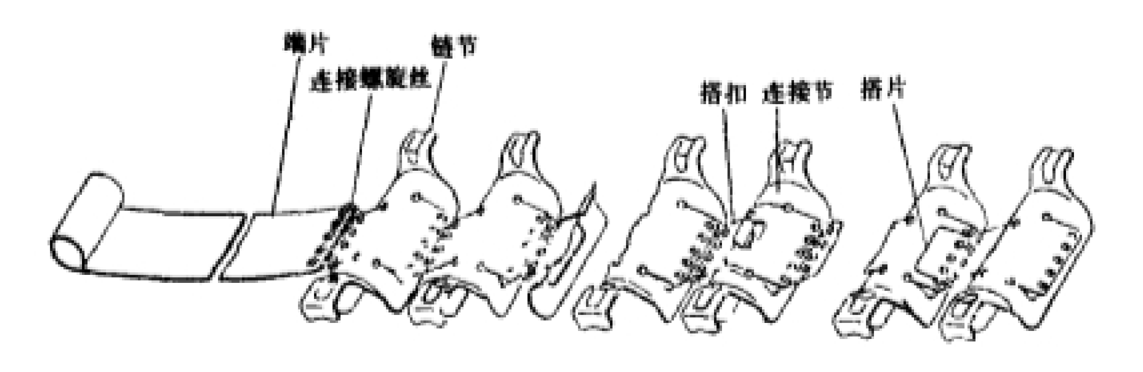


图 3－57　67－2 式 7.62 重机枪弹链

(4) 闭式弹链。闭式弹链的抱弹部是封闭的圆环，枪弹只能从后方取出，供弹需采用双程进弹机构。图 3－59 所示为闭式弹链实例。

(5) 开式弹链。开式弹链的抱弹部不封闭，枪弹能从前方、下方或后方三个方向取出，可以采用单程进弹机构将枪弹直接斜推入膛。图 3－60 所示的 54 式 12.7 高射机枪弹链属于开式弹链。

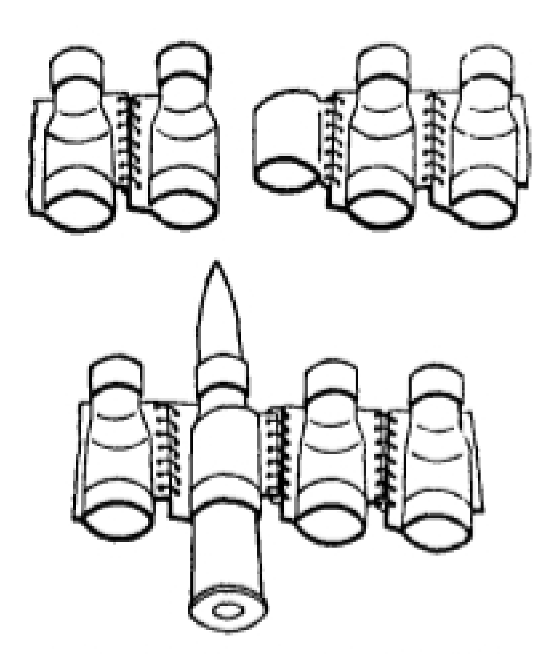


图 3－58　80 式 7 62 多用途机枪弹链

3. 弹链的工作特点

弹链在工作时有以下几个特点：

(1) 运动的逐一性。在射击过程中，当输弹机构带动弹链运动时，拨弹齿直接拨动的链节的速度与拨弹齿相同，其余链节要等待它前面的各链节间的间隙消除以后才逐一参加运动。也就是说，只有当拨弹齿拨动的那个链节运动一定距离后，其余悬挂部分的弹链才一起发生运动。

(2) 运动的撞击性。当拨弹到位后，拨弹齿直接拨动的链节即停止运动，而弹链的整个悬挂部分因惯性继续运动，发生相互碰撞，而且这种运动可能持续到下一个自动机工作循环，并对下一发射击时弹链的运动速度产生影响。

(3) 运动的间歇性。在连续射击过程中，输弹机构是在自动机工作循环的某一段时间内拨动弹链，因而弹链的运动是时断时续脉动变化的。

(4) 运动的摆动性。若武器是装在带缓冲器的架座上进行射击，那么弹链还要随枪身的纵向运动而抖动。

在设计弹链时，必须考虑到弹链运动的上述基本特性。

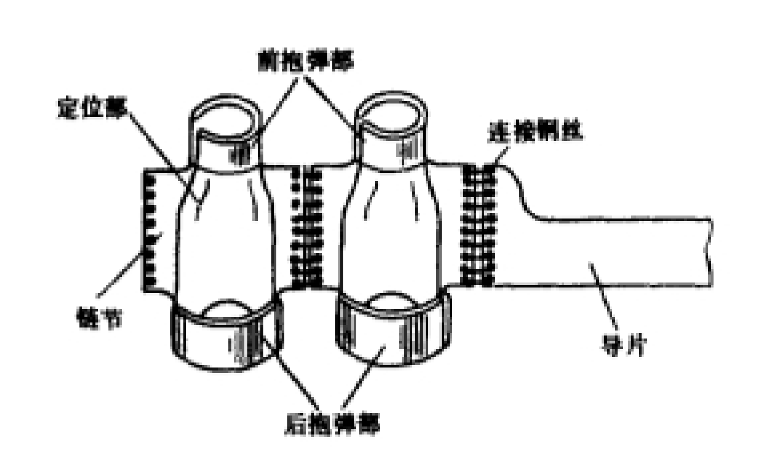


图3－59 53式7.62重机枪弹链

图3－60 54式12.7高射机枪弹链链节

二、对弹链设计的要求

设计弹链时应满足以下的要求：

1. 弹链应有足够的强度和刚度

在供弹过程中，弹链要受到很大力的作用，因此必须具有足够的强度。例如54式12.7高射机枪弹链的破断力为850～900kg；53式7.62重机枪弹链的破断力为190～200kg。另外，弹链不得因受力而产生过大的塑性变形；在运输和使用中，不得因撞击而变形。

2. 链节抱弹应确实可靠

链节应有一定的抱弹力，以保证在自动机工作及行军过程中不致因振动而使枪弹在链节内自行松动、移位或脱落。抱弹力也不宜过大，否则将在进弹过程中过多地消耗自动机能量和降低弹链的使用寿命。

3. 弹链必须具有适当的柔度

这是为了保证武器在各种不同的射击条件下，弹链都能顺利地从悬挂状态进入输弹机构。尤其是在弹箱与枪身分离的情况下，当枪身射向（方向、高低）变动时，而弹箱并不随之变动，此时若弹链无适当的柔度，输弹机构就不能正常工作。

4. 枪弹在链节内定位要确实可靠

供弹时，弹链应保证枪弹准确地被拨到受弹器一定位置上，以避免射击时因枪弹倾斜而发生进弹故障。这就要求各个链节内的枪弹应具有相对一致的位置，并且在向弹链装弹时易于判定此位置。为此，链节在结构上必须有定位部。

5. 弹链节距应尽可能小

在保证自动机与输弹机构运动相互协调的条件下，弹链节距应尽可能小，以便减少输弹能量消耗及提高输弹运动的平稳性，同时还可使弹链紧凑。

6. 重新装弹应迅速方便

对于多次使用的弹链，射击过的弹链应能迅速地进行重新装弹，以提高武器的战斗射速。对于小口径的武器应能用手力装弹，大口经的武器应能借助简单工具装弹，同时应保证夜间装弹的正确性。

7. 重量轻，结构简单，工艺性好，适于大批量生产

三、弹链的结构分析与设计

弹链设计应根据武器的战术技术要求，按枪弹外形并从输弹与进弹等机构动作协调方面

来考虑问题。以下具体研究弹链结构设计的几个问题。

1. 弹链链节的设计

(1) 闭式弹链的链节　闭式弹链的链节其抱弹部的横断面为包角接近360°的圆环，如图3－61所示。闭式链节的前抱弹部一般抱住弹壳的口部，其优点是弹壳口部为圆柱形，枪弹在链节内纵向移动不会引起前抱弹部的变形量发生变化，因而抱弹力稳定，不易掉弹。后抱弹部一般抱住弹壳的体部。

闭式链节常采用斜肩定位，定位点为斜肩小头起点。这种定位方式确切，不会产生错位现象。闭式链节结构比较简单，制造也较方便。由于采用双程进弹，能量消耗较少，进弹平稳，对提高射击精度有利。

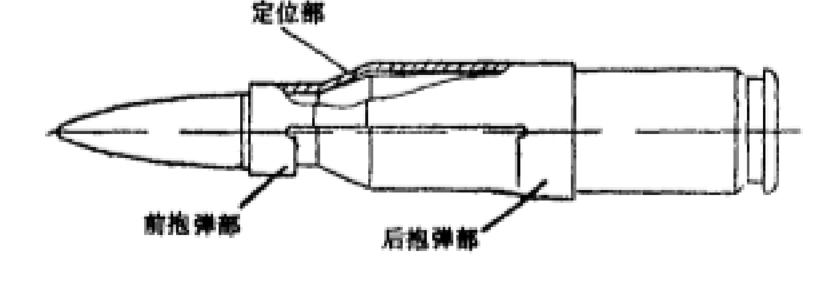


图 3－61　56式14.5高射机枪链节

(2) 开式弹链的链节　开式链节的横断面包角的大小影响到抱弹和进弹工作的可靠性。包角太大，脱弹或推弹入膛时的抗力大，抱弹部变形量大，链节的使用寿命低。一般开式链节的包角为270°左右。如图3－62所示。

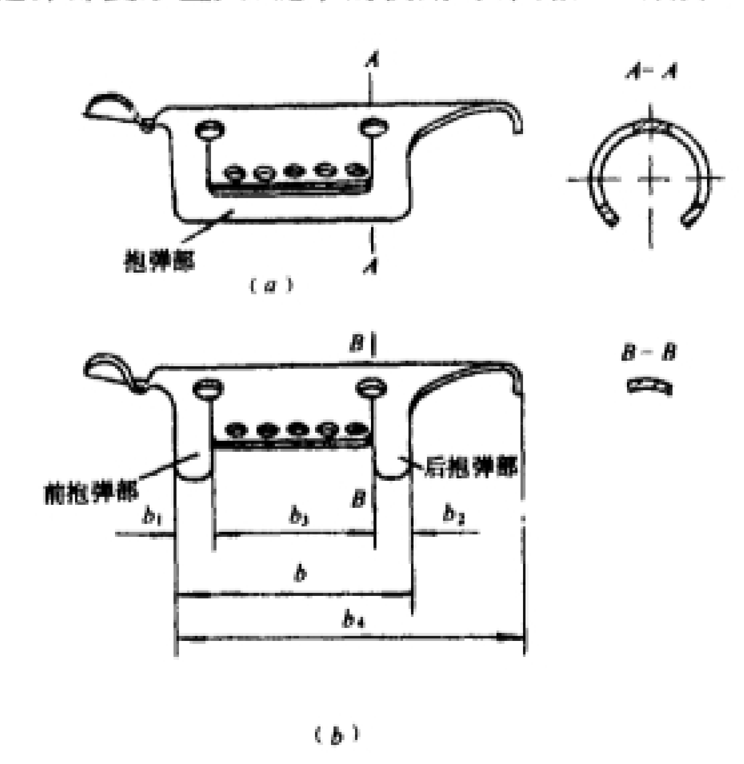


图 3－62　开式链节抱弹部的口部形状
(a) 一体抱弹部；(b) 分开式抱弹部

开式链节的前抱弹部位置与供弹方式有关。对于枪弹从链节横向压出的开式链节，其前抱弹部可以设计在弹壳的口部，后抱弹部设计在弹壳的体部。对于斜推单程进弹的武器，由于枪弹要滑过前抱弹部，所以链节的前后抱弹部都包夹住弹壳的体部。对这种情况，在抱弹力小的时候，枪弹容易向后脱落，应特别注意设计好链节的定位部。采用斜推单程进弹的武器，链节的抱弹部也是枪弹进弹运动的导引部，因此要求前抱弹部前端至链节尾端应有一定距离 b_4，才能可靠地引导枪弹入膛。

前、后抱弹部应有一定的宽度 b_1 和 b_2，此尺寸影响到链节的强度、刚度和抱弹力。

抱弹部的口部有前后抱弹部分开的和前后抱弹部为一体的两种。采用前后抱弹部为一体的抱弹部时(图3－62*a*)，可增加链节的强度和刚度。但连接部尺寸受到限制，使链节采用互相搭挂的连接方式较困难，而需采用中间零件连接。采用前后抱弹部为分开的抱弹部时(图3－62*b*)，为了提高链节的强度和刚度，可在链节的背脊部增加加强筋，如54式12.7高射机枪弹链链节结构(图3－60)。

开式链节的纵向定位问题比较重要，它直接影响到武器工作的可靠性。一般用链节尾部的定位臂来定位。定位臂末端弯制成一定的形状，以确定枪弹的纵向位置。如在54式12.7高射机枪的链节(图3－63)中，定位臂尾端弯曲一定角度，卡在弹壳的底槽内，以确定枪弹的纵向位置；又如在56式7.62轻机枪的链节(图3－64*a*)中，定位臂末端附近有一凸包，枪弹装入

后，凸包进入弹壳底槽内，以确定枪弹的纵向位置。这种定位方式可以将枪弹自链节内向前推出或向后抽出，装卸较方便。但这样结构定位臂的弹力失效后，定位可靠性降低。图 3－64(*b*)为 56－1 式 7.62 轻机枪链节的改进。其定位臂尾端弯曲成 90°角，扣住枪弹底面。枪弹只能从链节内向前推出。这种定位方式的工作可靠性好。

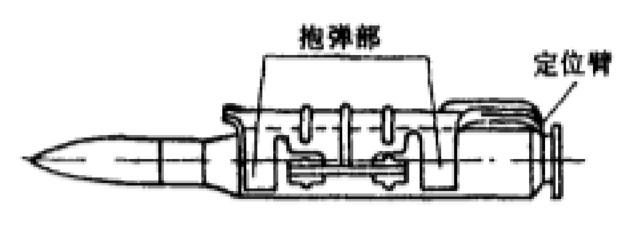


图 3－63　54 式 12.7 高射机枪链节定位臂

输弹过程中进行脱弹的开式弹链的链节要设计脱弹支臂部位，如 54 式 12.7 高射机枪弹链的链节(图 3－60)就有前、后脱弹支臂。输弹过程中脱弹支臂托在脱弹齿上，枪弹被脱弹齿从链节下方挤脱。

有的武器输弹过程中不进行脱弹，而是在进弹过程中枪机将枪弹从弹链中推出。为了限制推弹时链节也向前运动，应在链节上设计隔链凸起部位。如图 3－64 所示 56－1 式 7.62 轻机枪的隔链凸起在输弹过程中托在隔链齿上，进弹时被隔链齿挡住，链节不能向前运动，保证枪弹顺利地从链节内推出。

2. 各链节的连接方式、尾节和导片

(1) 各链节的连接方式。链节的连接方式要根据武器的使用条件和链节的形式而定。合理地设计链节的连接方式，可保证弹链有足够的强度，尽可能小的节距，以及合适的柔度。

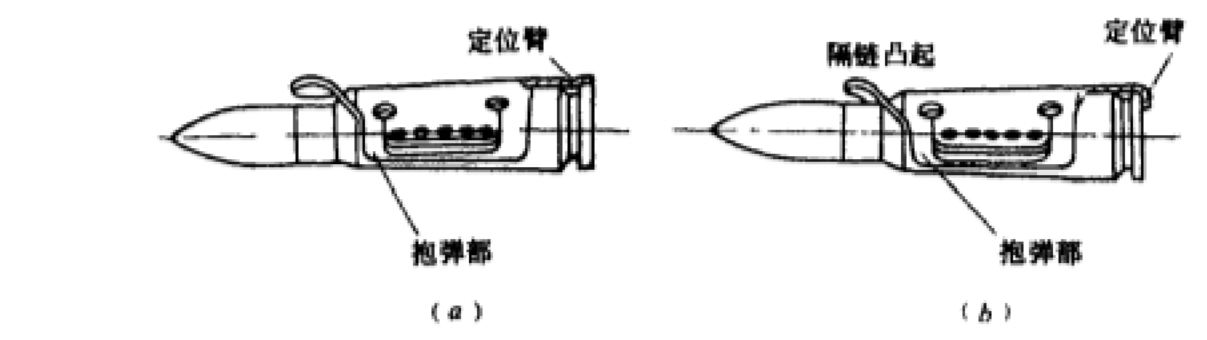


图 3－64　轻机枪弹链链节的定位臂

(*a*) 凸包定位臂；(*b*) 直角定位臂

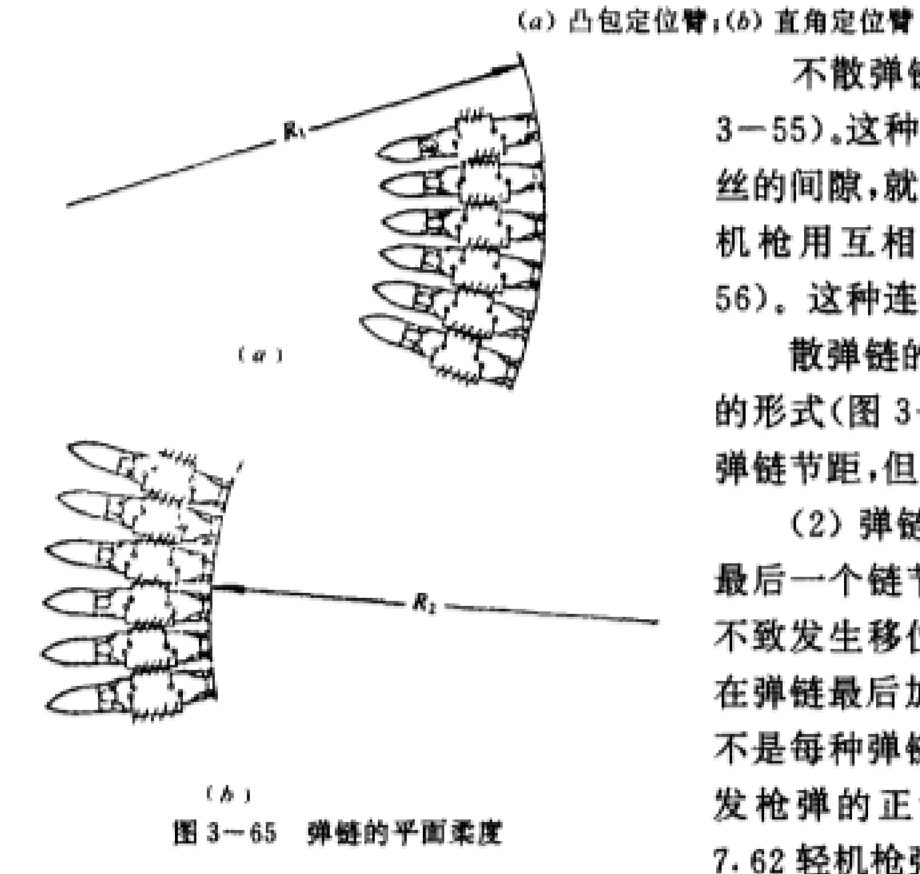


图 3－65　弹链的平面柔度

不散弹链的中间零件多采用螺旋钢丝(图 3－55)。这种连接方式，只要选择不同的孔与钢丝的间隙，就可以改变弹链的柔度。有些大口径机枪用互相搭挂后收口的连接方式(图 3－56)。这种连接方式可以减小弹链节距。

散弹链的连接方式多采用互相插接或搭挂的形式(图 3－54)。这种连接方式有利于减小弹链节距，但柔度较小。

(2) 弹链尾节。有些武器为了保证弹链的最后一个链节进入受弹器后能有确切的位置，不致发生移位和歪斜而产生卡弹或空膛故障，在弹链最后加一尾节(图 3－55)。弹链尾节并不是每种弹链都必须的，当输弹机构能保证末发枪弹的正常工作就不必加尾节。如 56 式 7.62 轻机枪弹链经改进后就取消了尾节。

(3) 弹链导片。弹链导片是把弹链装入受弹器内的引导件(图 3—57),用以缩短弹链装入受弹器的时间。弹链导片长度一般比受弹器宽度大 30～40mm。弹链导片前端常卷成圆环形以便操作。

3. 弹链的柔度和节距

(1) 弹链的柔度。弹链的柔度通常用弹链在平面内向两个方向自由弯曲在极限位置时弹底所组成的包络线之曲率半径 R_1 和 R_2(图 3—65)、以及弹链在空间由平面自由扭转成螺旋状态时相邻两发枪弹轴线之间的最大扭转角 φ(图 3—66)来表示。

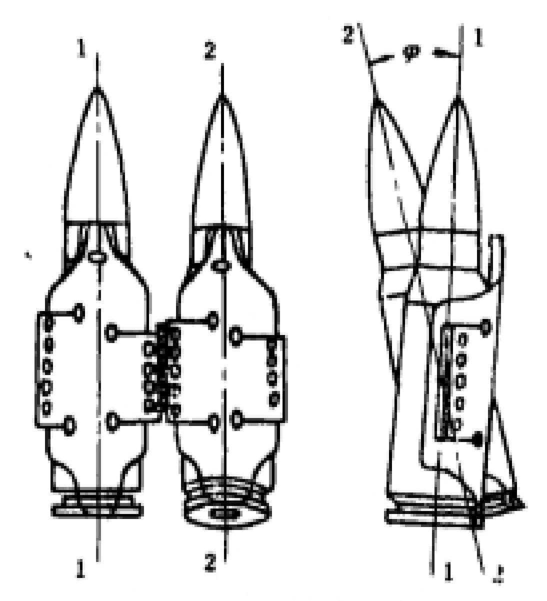


图 3—66 弹链的扭转柔度

弹链的柔度主要反映弹链对武器高低、方向射界变化及射击过程中弹链抖动的适应能力。提高弹链的柔度可以改善武器火力的机动性。但柔度过大,会引起开式弹链与枪身各部分发生勾挂现象,从而出现挂链故障和损坏弹链。

弹链的柔度与链节的连接方式和尺寸有关。用螺旋钢丝作中间零件的弹链比用销轴作中间零件的弹链的柔度好。几种制式武器弹链的柔度值见表 3—6。

表 3—6 几种制式武器弹链的柔度值

武 器 名 称	R_1/mm	R_2/mm	φ/°
56 式 7 62 轻机枪	185	140	10
56—1 式 7.62 轻机枪	160	137	8
53 式 7.62 重机枪	230	200	5.5
54 式 12.7 高射机枪	<350	<250	5
56 式 14.5 高射机枪	540	370	5

(2) 弹链的节距。弹链上相邻两个链节中的枪弹轴线之间的距离称为节距。在其他条件相同时,弹链的节距越短,输弹所需的能量就越少,输弹动作就越平稳,同时弹链的结构越紧凑,越能减轻其重量。但节距也不能太小,否则一方面会使弹链的柔度降低,另一方面不易保证输弹与进弹的运动相互协调,使供弹不可靠。所以弹链的节距应适当。几种制式武器弹链的节距值见表 3—7。

表 3—7 几种制式武器弹链的节距值

武 器 名 称	口径 d/mm	枪弹最大外径 D_A/mm	节距 S/mm	S/D_A/%
56 式 7.62 轻机枪	7 62	11.35	15.3	135
53 式 7.62 重机枪	7 62	12.42	20.5±0.5	166
67 式 7.62 两用机枪	7 62	12 42	18±[illegible]	145
54 式 12.7 高射机枪	12 7	22	32+1.7	146
56 式 14.5 高射机枪	14.5	27	40	148

4. 抱弹力

当弹链各链节装上枪弹后,配合过盈量使抱弹部产生弹性变形将枪弹夹持住,因此在进弹机构从弹链中抽出或推出枪弹时,必须克服一定的抗力,这种力称为抱弹力或拔弹抗力。

弹链链节上的抱弹部可简化为对称的矩形断面悬臂曲梁。假设链节抱弹时枪弹对链节抱弹部施加一均匀分布的内压力，其大小与抱弹部和枪弹弹壳外径之间的过盈量有关。

悬臂曲梁受力如图 3－67 所示。曲梁单位弧长受力为 q，称为压力集度(N/mm)。

(1) 悬臂曲梁各断面所承受的弯矩 M。圆心角 $\mathrm{d}\alpha$ 所对应的微弧上的力为 $qR_0\mathrm{d}\alpha$，其对 AA 断面的力臂为 $R_0\sin(\varphi-\alpha)$，则

$$M=\int_0^{\varphi}qR_0^2\sin(\varphi-\alpha)\mathrm{d}\alpha$$
$$=qR_0^2(1-\cos\varphi)$$

式中 R_0 为未装弹时链节抱弹部所形成的曲梁平均半径。

弯矩分布如图 3－67(b)所示，端面处弯矩等于 0，悬臂梁根部弯矩最大，为

$$M_m=qR_0^2(1-\cos\Phi)$$

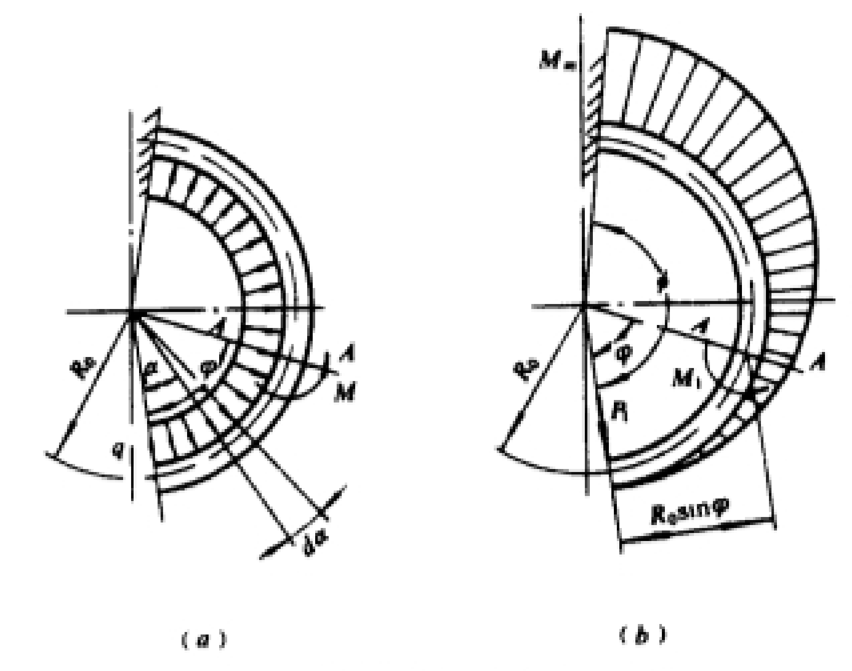


图 3－67 弹链链节抱弹部的受力分析

(a) 压力分布；(b) 弯矩分布

(2) 压力集度 q。压力集度 q 决定于抱弹部装上枪弹时的径向位移，即过盈量。假设链节抱弹部装上枪弹后，悬臂梁端部产生的位移等于抱弹部的径向过盈量，则利用莫尔定理可求出 q_1 的数值。

在悬臂梁端部施加一单位力 $P_1=1$，则此力在 AA 断面上产生的单位力矩为

$$M_1=R_0\sin\varphi$$

根据莫尔定理，有

$$\frac{\delta}{2}=\int_0^L\frac{MM_1}{EJ}\mathrm{d}t$$
$$=\frac{qR_0^4}{EJ}\int_0^{\Phi}(1-\cos\varphi)\sin\varphi\mathrm{d}\varphi$$
$$=\frac{qR_0^4}{EJ}\left[\frac{1}{2}\cos^2\Phi-\cos\Phi+\frac{1}{2}\right]$$

式中 $\frac{\delta}{2}$——抱弹部径向过盈量；

L——悬臂曲梁的周长；

E——弹链链节材料的弹性模量；

J——曲梁断面对其中心线的惯性矩。

$$J=\frac{bh^3}{12}$$

其中 b——悬臂曲梁断面宽度；

h——链节厚度。

由上式可得压力集度的计算公式为

$$q=\frac{\delta}{2}\cdot\frac{EJ}{R_0^4}\cdot\frac{1}{\left[\frac{1}{2}\cos^2\Phi-\cos\Phi+\frac{1}{2}\right]}$$

(3) 抱弹力计算。有了压力集度 q,就可得出抱弹力或拔弹抗力 Q 的值

$$Q = 2qfR_2\Phi$$

式中 f——摩擦系数,$f=0.15\sim0.20$;

R_2——悬臂曲梁内半径。

抱弹力或拔弹抗力的大小应适当、平稳,以保证供弹机构的正常工作。表 3—8 列出了几种制式武器弹链链节数据。

表 3—8 几种制式武器弹链链节数据

武器名称	包角		径向变形量/mm	拔弹抗力/N	材料	链节厚度/mm
	前抱弹部	后抱弹部				
56 式 7.62 轻机枪	269°	—	0.4	49～88	T8A	0.55
56—1 式 7.62 轻机枪	273°	—	0.56	59～108	T8A	0.55
53 式 7.62 重机枪	360°	360°	0.31	49～98	50	0.85
54 式 12.7 高射机枪	269°	276°	1.05	98～196	50A	0.90
54 式 14.5 高射机枪	360°	360°	0.95	186～441	50	1.10

3.2.2 弹链输弹机构设计

一、输弹机构的作用、结构和特点

1. 输弹机构的作用和组成

输弹机构的作用是平稳地移动带枪弹的弹链,把枪弹依次及时地送到受弹器的进弹口或取弹口,以便枪机复进时把枪弹送进弹膛,或枪机后坐时取出枪弹,然后在复进时送进弹膛。

输弹机构由受弹器和输弹传动机构组成。受弹器在输弹过程中容纳和导引弹链,并用以控制弹链的运动方向。输弹传动机构在一个自动循环中将弹链移动一个链节,把弹链上最前面的一发枪弹送到进弹口或取弹口。它是由输弹原动件(枪机、枪机框或枪管)、传动机构和直接拨动弹链的构件所组成。

2. 输弹机构的分类

根据输弹传动机构的结构形式,输弹机构可分为凸轮机构、杠杆机构和凸轮杠杆组合机构三种。

3. 输弹机构的特点

(1) 凸轮机构。凸轮机构的特点是机构传速比的变化规律基本上由凸轮轮廓曲线所决定,因而可以通过合理地拟制凸轮轮廓曲线来获得预先选择的弹链运动规律,从而能避免或减轻机构传动中的碰撞和保证输弹的平稳性和可靠性。

(2) 杠杆机构。杠杆机构的传速比取决于各臂的长度和角度,这类机构在输弹开始和结束时都有较大的撞击。作为一种基本构件,双臂杆在输弹传动机构中是比较常用的。它结构简单,加工方便。

(3) 凸轮杠杆组合机构。凸轮杠杆组合机构具有凸轮机构和杠杆机构的优点。在对输弹工作要求较复杂的情况下,组合机构能得出结构紧凑而运动又平稳的输弹传动机构,但这种机构往往包括太多的构件。当凸轮曲线在主动件上时,杠杆机构的杆长比较短,结构紧凑。当凸轮曲线在大杠杆上时,主动件的重量轻,对提高射击频率有利。

二、对输弹机构设计的要求

设计输弹机构时应满足以下要求:

1. 输弹的及时性

待入膛的枪弹必须在枪机推弹(或抽弹)前到达进弹口或取弹口的确定位置上。

2. 输弹的可靠性

每次拨弹到位,枪弹必须到达确切一致的位置,并保证带动装满枪弹的弹链最前一发枪弹和最后一发枪弹时机构工作的可靠性。

3. 弹链运动的平稳性

输弹传动机构的结构应保证弹链运动平稳,加速度小,最好没有撞击。

4. 输弹所消耗的能量尽可能小并且稳定

因弹链供弹机构所消耗的能量比其它机构所消耗的能量大得多,所以对自动机运动的影响也大。如果输弹消耗的能量太多,那么当输弹阻力发生波动时就容易引起射击频率的改变,甚至出现活动机件后坐不到位的故障。

5. 输弹机构的零件应具有足够的强度和刚度

当弹链出现卡滞时,其受力可达到引起拉断的数值。为了保证武器使用可靠,当弹链被拉断时,输弹机构零件不应损坏,经重新装填后武器仍可继续使用。

6. 输弹机构的质量要轻

输弹机构的结构应尽量简单。外形尺寸小,质量轻,以减轻全枪质量,提高武器的机动性。

7. 输弹机构的勤务性应当好

向武器装入弹链操作方便,战斗射击准备迅速,排除故障容易。受弹器输弹进出口应设有防尘盖。

三、输弹机构的主动件和拨弹时期

设计输弹机构时,首先是选择输弹主动件,其次是选择拨弹时期。

1. 输弹主动件的选择

输弹主动件的选择与武器的自动方式有关。其选择的原则是:主动件要有足够的能量储备,以保证输弹的可靠性;主动件允许安排较长的输弹行程,以保证弹链运动的平稳性;进弹机构与输弹机构在动作上易于协调。

(1) 管退式武器。对于管退式武器,可采用枪管或枪机作为输弹主动件。

用枪管作为输弹主动件的优点是:枪管的质量大,能量储备多,当拨弹所消耗的能量发生波动时,对自动机的工作影响较小,故自动机的工作可靠性容易保证。

用枪管作为输弹主动件的缺点是:枪管一般位移较小,运动时间短,输弹机构传速比大,使弹链运动的速度和加速度都很大,这样会产生较大的惯性力和撞击,因而需要加大零件尺寸以保证强度,致使输弹机构结构笨重,同时运动平稳性较差。用枪管作为输弹主动件时,输弹机构与进弹机构在运动上没有联系,无论是提前还是滞后把枪弹拨到进弹口或取弹口都会影响到自动机的正确动作,引起卡弹等故障。对于管退式步兵武器,若选用枪管作为输弹主动件,首发装填比较困难。

用枪机作为输弹主动件的优点是:输弹和进弹动作容易协调,因此大多数武器是用枪机来进弹的。枪机有较长的工作行程,输弹行程可以选择长一些,从而可实现较小的传速比,弹链的运动就比较平稳。

用枪机作为输弹主动件的缺点是:枪机的质量小,能量储备少,为了保证自动机的工作可靠性就需设置加速机构把枪管的一部分动能传递给枪机,或用增加枪机质量的方法来提高枪

机的能量储备。但枪机质量增加后机匣的横向和纵向尺寸势必加大，致使武器的总重量增加，机动性变差。

由于枪管和枪机作为输弹主动件各有不同特点，在选择主动件时，要根据具体情况进行具体分析。对于管退式步兵武器，一般都用枪机做主动件。

(2) 导气式武器。对于导气式武器，可采用枪机或枪机框作为输弹主动件。

从能量储备的观点考虑，用枪机或枪机框作主动件是一样的，因开锁后枪机和枪机框是结合在一起的。故其质量大，能量储备多，输弹机构及整个自动机的工作都可靠。另外，各机构的动作（拨弹、推弹、开锁、抽壳等）也易于协调。

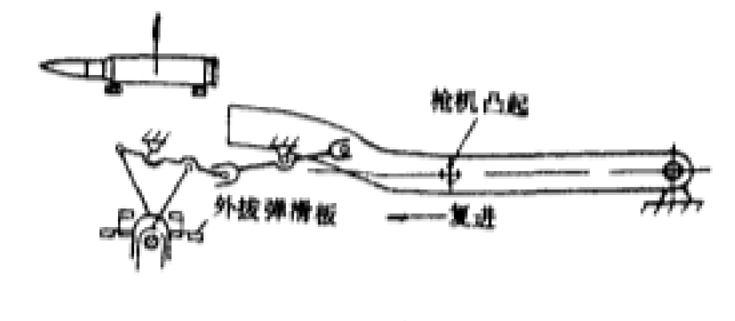
选用枪机框作主动件比选用枪机作主动件有一个优点是：枪机框的总行程比枪机的行程长，这样便于实现传速比较低的传动机构，以满足弹链运动平稳性的要求。在拨弹齿与弹链接触前，拨弹齿的移动首先消除二者之间的间隙。消除间隙的这段行程可以安排在开锁前进行，而开锁后拨弹齿立即与弹链相接触进行拨弹。同时，经过开锁和带动枪机的碰撞。枪机框的速度有所降低，带动弹链运动就比较平稳了。

由于选用枪机框作输弹主动件具有更多的优点，在现代导气式武器中，大多数都采用枪机框作输弹主动件。

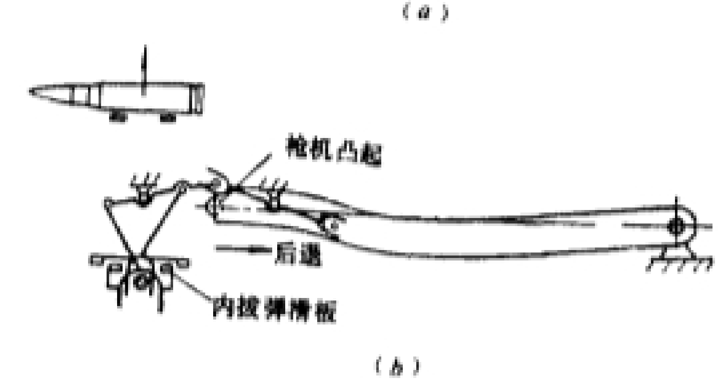
2. 拨弹时期的选择

根据拨动弹链时主动件运动的时期，可以把输弹机构分为主动件后坐时期拨弹、复进时期拨弹和后坐与复进时期都拨弹三种情况。

(1) 主动件拨弹时期工作条件的分析。主动件后坐时期拨弹的特点是：主动件后坐时期能量储备多，易于保证输弹和自动机工作的可靠性。复进簧不需储备输弹能量，其刚度可小些，便于首发装填。后坐时期拨弹可消耗掉主动件一部分能量，减轻了自动机后坐到位的撞击，对提高武器的射击精度有利。但主动件后坐时运动速度较高，致使传动机构起动时产生较大的加速度和惯性力或有较强烈的撞击，对零件强度和弹链运动平稳性都不利。关于这一点，可通过合理地设计传动机构的结构来改善。



(a)



(b)

图 3－68 德 MG－42 轻机枪的输弹动作
(a) 机枪复进，外拨弹滑板拨弹；(b) 机枪后退，内拨弹滑板拨弹

主动件复进时期拨弹的特点是：复进时期主动件运动速度低，传动机构起动平稳。但输弹所需能量依靠复进簧在压缩时储备，这样复进簧的预压力和刚度都要增加，造成首发装填困难，对火力机动性不利；若能量储备不足时就会引起复进不到位的故障，自动机的工作可靠性较差。由于这些缺点，复进时期拨弹在步兵自动武器中很少采用。

主动件后坐与复进时期都拨弹，又称双程输弹，其特点是：在不增加主动件运动行程的情况下，可使拨弹行程加长，如德 MG－42 轻机枪（图 3－68），主动件总行程为 165mm，而拨弹行程为 2×89＝178mm，这样有利于提高武器的射击频率。采用双程输弹，提高了射击频率，而弹链运动的加速度和惯性力并未加大，输弹动作比较平稳，自动机各机构的零件强度也容易保

证。但其结构比较复杂。

30—1 型航炮(图 3—69)也是后坐与复进都拨弹。在炮管匣后坐时，通过传动大送弹板带动弹向左运动 2/3 弹链节距；炮管匣复进时，通过传动卡链齿体向左将弹链拉进约 1/3 弹链节距，使炮弹处于炮膛轴线的正上方。

总之，双程输弹很容易满足主动件输弹行程及使输弹平稳可靠的要求。

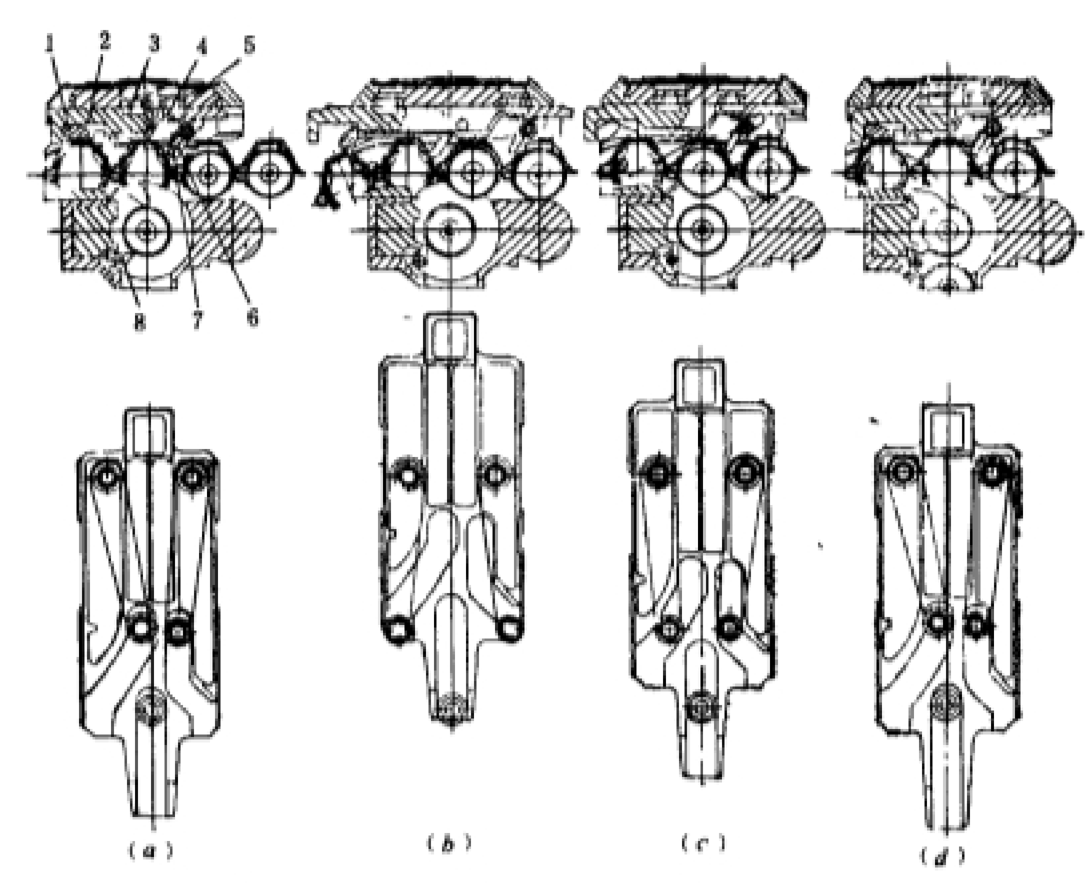


图 3—69 30—1 型航炮输弹机构工作原理图

1—压弹臂；2—大送弹板；3—右联动臂；4—左联动臂；5—滑板；6—送弹齿；7—长链齿；8—托弹板

(2) 主动件拨弹时期与进弹动作的联系。不论在哪个时期拨弹，当把枪弹从弹链中向前推出或向后抽出时是不能拨动弹链的，也就是说，输弹与进弹不能发生干涉。

对于单程进弹(推式进弹)的武器，主动件后坐时把枪弹拨到进弹口，复进时把位于进弹口的枪弹推进弹膛，这样的安排既合理又自然，易于解决输弹和进弹在时间上的协调，因此采用这种方式的武器是很多的，如 56—1 式 7.62 轻机枪，等等。

对于双程进弹(抽式进弹)的武器，主动件后坐时从弹链中抽出枪弹，可在复进时拨弹，如美勃朗宁重机枪。由于主动件后坐时拨弹具有很大的优越性，所以在采用双程进弹的现代自动武器中，尽管枪机后坐时要取弹，仍在后坐时拨弹，也就是说，后坐时先取弹而后拨弹，如 56 式 14.5 高射机枪。因枪弹的外形前小后大，只要弹壳口部脱离了弹链的抱弹部，抽弹与拨弹就不再干涉。但这样会使主动件的总行程增加，从而武器的重量也随之增加，对机动性不利。

四、输弹传动机构的设计

输弹传动机构的作用是在主动件的供弹行程内将弹链拨动一个节距，即将弹链中最前一发枪弹拨到进弹口，以便进弹机构将枪弹送入弹膛。

1. 拨弹滑板行程的确定

为了可靠地把待进膛的一发枪弹拨到进弹口，拨弹滑板的行程必须大于弹链的节距，其原因是：

(1) 机构各零件制造有误差；

(2) 在拨弹过程中拨弹齿后面的各链节要产生弹性拉伸变形；

(3) 当拨弹到位时，枪弹的位置应超过它与阻弹齿的接触位置，以保证阻弹齿能够完全抬起而不被枪弹压住；

(4) 当拨弹滑板退回时，拨弹齿应越过弹链中下一发枪弹的位置，以保证拨弹齿能够完全抬起而不被枪弹压住；

(5) 某些武器为了使输弹与进弹动作相协调，在拨弹齿与弹链接触前安排一段空行程。

一般而言，拨弹滑板行程 y_n 比弹链节距 t_d 大 3～5mm，即

$$y_n = t_d + \Delta$$

其中 Δ＝3～5mm。

2. 传动机构结构形式的选择

选择输弹传动机构的结构形式一般是在了解已有武器的各种传动机构特点的基础上，根据所设计武器的战术技术要求，配合武器的总体设计来综合考虑，以便得到既简单紧凑工作条件又好的结构方案。

3. 输弹传动机构的传速比曲线

(1) 对从动件运动规律的要求。为了保证弹链运动平稳和工作可靠，对从动件(拨弹滑板)的运动规律要求如下：

从动件的运动速度最好从零开始。当拨弹开始时，主动件已有相当大的速度，与从动件结合时若发生强烈撞击，对机构的工作不利。

对步兵自动武器，从动件结束运动时允许有撞击。这种武器的拨弹滑板本身质量小、速度也不大，当拨弹滑板突然停止运动时，撞击只对拨弹滑板产生影响，危害不大。但最好无碰撞。

拨弹所消耗的能量应尽可能小，即从动件运动的最大速度应小一些。这是因为弹链各链节之间有间隙，弹链运动达最大速度而后又降低，各链节及枪弹的动能将在相互碰撞中损失掉一部分能量。

弹链运动的惯性力应尽可能小，即从动件运动的加速度要小。这是为了满足弹链运动平稳性的要求，并使传动零件在运动中受力减小，以保证零件强度。

(2) 从动件运动速度的拟定。无论采取什么样的拨弹滑板和弹链运动速度曲线，拨弹滑板必须在拨弹的总时间内移动一个等于拨弹滑板行程的距离。拨弹滑板的运动位移和速度之间的关系为

$$y_n = \int_0^t V_B \mathrm{d}t$$

式中 V_B——拨弹滑板运动速度；

t——拨弹的总时间。

作出拨弹滑板运动速度 V_B 在拨弹总时间内的变化曲线，如图 3－70。速度曲线下的面积表示拨弹滑板的位移。不论拨弹滑板的运动速度按什么规律变化，只要速度曲线下的面积相等，拨弹滑板在拨弹总时间内就移动同样的行程。用这种图解可以直观地评价和比较所选择的弹链运动规律的优劣。

图 3－70 给出了三种拨弹滑板的速度曲线，其曲线下的面积是相等的。由图可以看出：曲线Ⅰ的最大速度比曲线Ⅱ的大，但曲线Ⅰ的加速度$\left(\text{曲线的斜率代表加速度}\frac{\mathrm{d}V_B}{\mathrm{d}t}\right)$比曲线Ⅱ的

小。由此看来，减小能量消耗和获得小的加速度是有矛盾的。曲线Ⅱ运动结束时无撞击，但最大速度和加速度都比曲线Ⅰ的大些。为此，要想选择出合适的弹链运动规律，就只有在对所设计武器的具体结构和要求进行具体分析之后才能确定。

(3) 传速比曲线的求解。根据前面对从动件运动速度的要求，设计输弹传动机构时，可以拟制一条较为理想的从动件运动速度曲线，而为了使弹链的运动按照预选的规律进行，则需要根据自动机运动分析计算的方法求出传速比随主动件位移的变化曲线，然后再根据传速比变化曲线来拟制凸轮轮廓曲线。

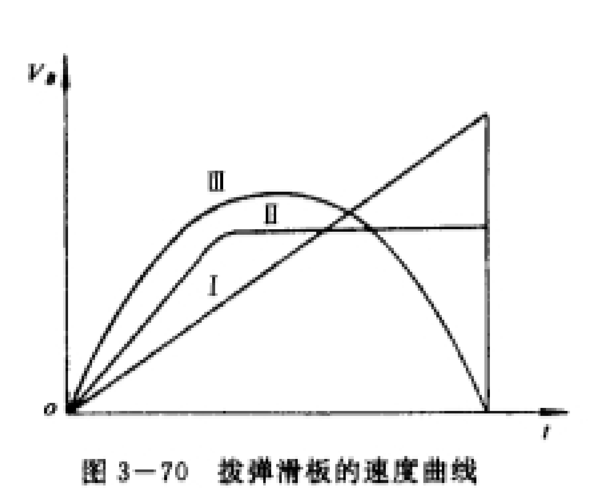


图 3－70　拨弹滑板的速度曲线

传速比曲线的求解采用逐次逼近法，其具体步骤如下：

第一次近似计算：

第一次近似计算取传速比为常数。设 y_n 为拨弹滑板的行程，x_n 为主动件输弹的总行程，则

$$k=\frac{y_n}{x_n}=\text{常数}$$

利用传速比为常数的机构运动微分方程式为

$$\left(M_A+M_B\frac{k^2}{\eta}\right)\frac{\mathrm{d}V_A}{\mathrm{d}t}=P_A-F_A-F_B\frac{k}{\eta}$$

式中　M_A、M_B——主动件和从动件的质量；

P_A——作用到主动件上的火药燃气压力；

F_A、F_B——作用到主动件和从动件上的阻力；

η——传动效率，取为 0.7～0.8。

可以求出供弹阶段主动件的位移和速度随时间的变化曲线为

$$x=f_x(t)$$
$$V_A=\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=F_x(t)$$

而从动件的速度随时间的变化曲线是已知的，即

$$V_B=\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}=F_y(t)$$

据此，可以找出主动件和从动件的速度随主动件位移变化的曲线 $V_A(x)$ 和 $V_B(x)$，由此可以得到传速比随主动件位移的变化曲线为

$$k=\frac{V_B(x)}{V_A(x)}=k(x)$$

第二次近似计算：

将第一次近似计算得出的传速比代入机构运动微分方程式

$$\left(M_A+M_B\frac{k^2}{\eta}\right)\frac{\mathrm{d}V_A}{\mathrm{d}t}+\frac{k}{\eta}M_BV_A^2\frac{\mathrm{d}k}{\mathrm{d}x}=P_A-F_A-F_B\frac{k}{\eta}$$

经上述同样步骤，求出较准确的传速比随主动件位移的变化曲线。

以后重复上述过程，即用逐次逼近法求到两次计算结果之差满足要求为止。

上述计算比较烦琐，但编程上机运算则方便迅速。

4. 凸轮轮廓曲线的拟制

在步兵自动武器的设计工作中，拟制凸轮轮廓曲线的方法有：预选从动件速度曲线的方法、预选传速比变化曲线的方法、用圆弧与直线或圆弧与圆弧相连接组成凸轮轮廓曲线的方法。由于从动件速度曲线经计算可得出传速比变化曲线，故在此我们只介绍后两种方法。

(1) 根据传速比变化曲线拟制凸轮轮廓曲线。假设已知的传速比随主动件位移的变化曲线如图 3—71 所示的 $k=f(x)$，并且已知主动件的供弹行程 x_n，拨弹滑板的行程 y_n。

图 3—71 传速比变化曲线

由 $k=\frac{dy}{dx}$ 可得

$$dy = kdx = f(x)dx$$

因此，主动件的位移与拨弹滑板的位移关系为

$$y = \int_0^x f(x)dx$$

并且有

$$y_i = \int_0^{x_i} f(x)dx \qquad (i = 0,1,2,\cdots,n)$$

将主动件位移由 O 到 x_n 分成若干路段，由上式求出对应各路段末的拨弹滑板位移(由 O 到 y_n)，并将所得结果列成如表 3—9 所示的表格。

表 3—9 凸轮轮廓曲线的拟制

N	0	1	2	…	n
主动件位移	0	x_1	x_2	…	x_n
从动件位移	0	y_1	y_2	…	y_n

根据得到的主动件和从动件位移的一一对应关系，并利用相对运动原理就可拟制出凸轮轮廓曲线，下面通过实例来说明曲线槽的拟制方法。

例 1 平移式凸轮机构曲线槽的拟制。

平移式凸轮机构如图 3—72 所示。曲线槽一般设计在主动件上，与曲线槽相互作用的凸起设计在从动件上。当主动件向左运动时，从动件则向上运动。主动件的长为 a，宽为 b，在供弹阶段主动件和从动件的行程分别为 x_n 和 y_n，且 $a>x_n$，$b>y_n$。

为了设计方便起见，假设枪机框不动，则根据相对运动原理，拨弹滑板相对于枪机框一方面按枪机框原向左的速度向右运动，一方面按它原速度向上运动。

为了绘制凸轮的理论轮廓曲线，选取一直角坐标系 xoy。沿横坐标截取枪机框的位移 x_1，x_2，…，x_n 等，沿纵坐标截取拨弹滑板的位移 y_1，y_2，…，y_n 等。作出平行于坐标轴的纵线及横线，将各对应的纵横线的交点连接起来可得到一条曲线，此曲线即为枪机框上的理论轮廓曲线。

所得理论轮廓曲线为拨弹滑板上凸起的中心点在枪机框上的运动轨迹。要得到曲线槽的工作轮廓曲线，必须以凸起的半径为半径，取理论轮廓曲线上一系列点为圆心作圆，再作出这

些圆的两个外包络线就是曲线槽的工作轮廓曲线。

例2　凸轮杠杆组合机构曲线槽的拟制。

曲线槽在主动件上的凸轮杠杆组合机构如图3－73所示。曲线槽在枪机上，双臂杆主动端上的凸起沿曲线槽运动，其从动端的圆头沿拨弹滑板上的横槽滑动。枪机和拨弹滑板的行程分别为x_n和y_n。当枪机向左运动时，拨弹滑板向上运动。

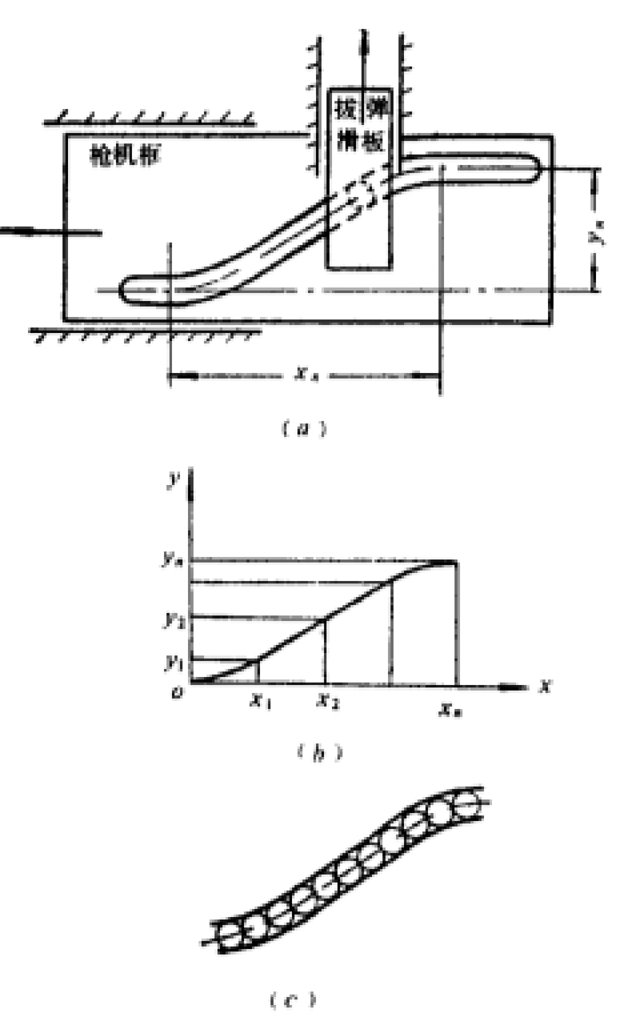


图3－72　平移式凸轮机构曲线槽的拟制
(a) 机构简图；(b) 曲线槽理论轮廓曲线；(c) 曲线槽工作轮廓曲线

为了安排好拨弹滑板在受弹器上的位置，首先确定曲线槽理论轮廓曲线的起点和终点，如图3－73(b)所示。设在输弹开始时双臂杆在C_0OD_0的位置，在输弹结束时双臂杆在$C_n'OD_n$的位置。圆弧D_0D_n在拨弹滑板运动方向上的投影为y_n，y_n在受弹器上的横向位置应适当。OD臂从OD_0回转到OD_n的回转角为$\angle D_0OD_n=\varphi_n$，杠杆的另一臂OC应转动相同的角度φ_n，即OC臂从OC_0转到OC_n的回转角$\angle C_0OC_n'=\varphi_n$。

曲线槽理论轮廓曲线的终点可应用相对运动原理来确定。假设枪机不动，杠杆回转轴先向右移动一段行程x_n，即由O的位置移到O_n的位置，然后杠杆绕回转轴转动一个角度φ_n，即OC臂转到O_nC_n的位置，这样理论轮廓曲线的终点C_n便确定了。C_0和C_n的纵向距离a和横向距离b决定了理论轮廓曲线在枪机上的位置，此位置应适当。

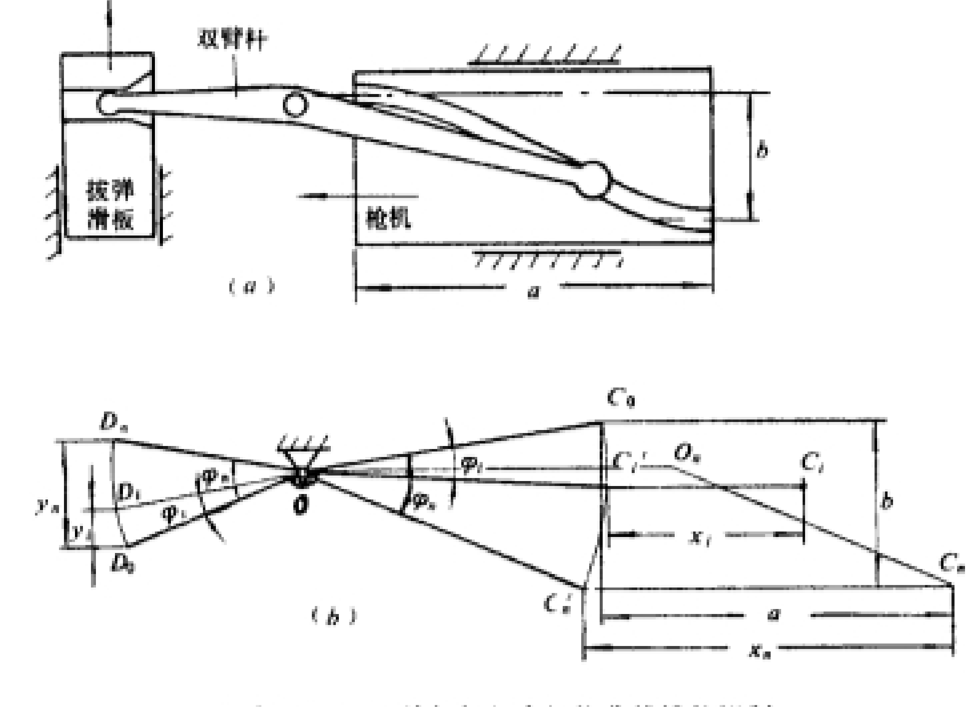


图3－73　凸轮杠杆组合机构曲线槽的拟制
(a) 机构简图；(b) 曲线槽理论轮廓曲线的作图

为了使机构能实现选定的传速比变化曲线，必须求出曲线槽理论轮廓曲线上一系列的点。曲线上任意一点的作图如下(图 3－73(*b*))。

设已根据传速比曲线求出了主动件和从动件运动的位移关系表格(表 3－9)。沿拨弹滑板的位移方向截取任一长度为 y_i 的线段，过 y_i 作平行于主动件运动方向的线段与 $\overset{\frown}{D_0D_n}$ 相交得 D_i 点，此时 OD 臂回转角为 φ_i。然后使 OC 臂回转相同的角度 φ_i，可得到 C_i' 点。再由 C_i' 在枪机运动的反方向上截取长度 x_i 就得到 C_i 点，C_i 点即为曲线槽理论轮廓曲线上的一点。用同样的方法可作出与枪机行程 $x_1, x_2, \cdots, x_n$ 相对应的各点 $C_1, C_2, \cdots, C_{n-1}$，并将各点与 C_0 和 C_n 按顺序连接起来，就得到了凸轮曲线槽的理论轮廓曲线。用作包络线的方法可得到凸轮曲线槽的工作轮廓曲线。

(2) 利用圆弧与直线拟制凸轮轮廓曲线。利用圆弧与直线拟制凸轮轮廓曲线时，可以在从动件起动和停止时让主动件速度方向与圆弧入口和出口相切，则从动件起动和停止时无撞击。这种方法简单易行，但传动比曲线事先并不知道，只有在曲线槽结构确定之后通过求解才能缓和。下面通过实例来说明此法的应用。

例 3 曲线槽在杠杆上的凸轮杠杆组合机构曲线槽的拟制。

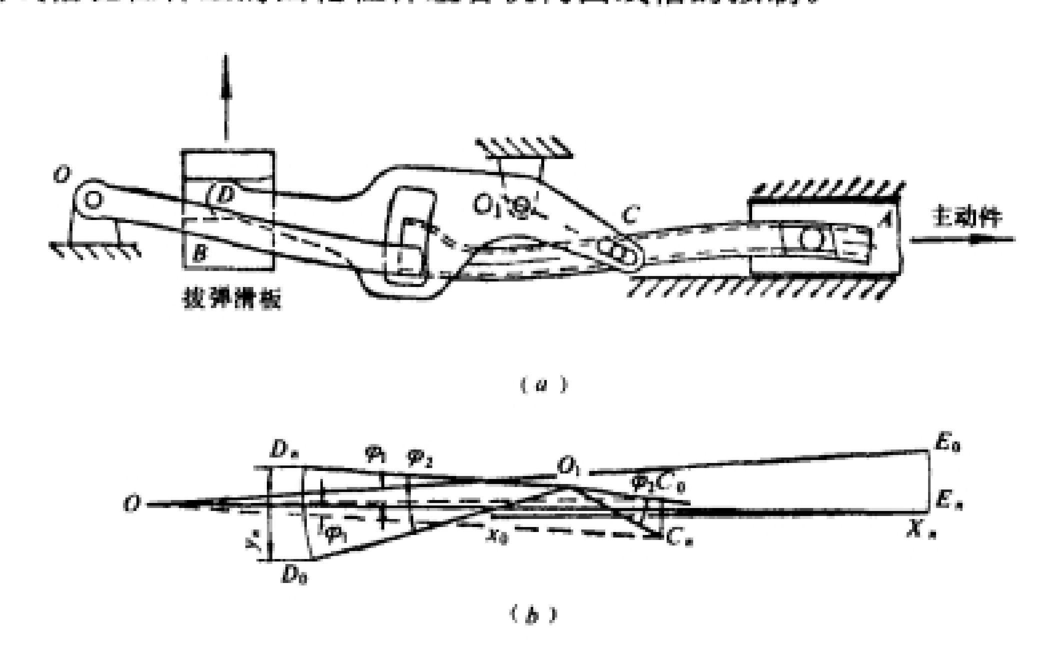


图 3－74 凸轮杠杆组合机构

(*a*) 机构简图；(*b*) 机构有关尺寸的选择

曲线槽在杠杆上的凸轮杠杆组合机构如图 3－74(*a*)所示。主动件枪机框上的滚轮沿大杠杆上的凸轮曲线槽作纵向运动时，大杠杆回转。而大杠杆上的凸起与双臂杆的主动端上的长形孔相互作用使双臂杆回转。双臂杆的从动端的圆头在拨弹滑板直槽内滑动，以带动拨弹滑板在其导槽中运动。当主动件向右运动时，拨弹滑板则向上运动。

首先分析一下机构运动的初始位置和终止位置，以便选择各构件的尺寸(图 3－74(*b*))。

运动开始时，主动件滑轮在 x_0，大杠杆上的凸起在 C_0，双臂杆主动臂经过 C_0 点，从动臂为 D_0 点。

设 y_n 为拨弹滑板行程，则供弹结束时，O_1D 回转了角度 φ_2，即 O_1D 臂从 O_1D_0 位置到达 O_1D_n 位置，$\overset{\frown}{D_0D_n}$ 在拨弹滑板运动方向上的投影等于拨弹滑板行程 y_n。O_1C 臂回转同样的角度 φ_2，即 O_1C 臂从 O_1C_0 位置到达 O_1C_n 位置。凸起 C 与大杠杆回转轴的连线 OC 则从 OC_0 位置回转到 OC_n 位置，其回转角为 φ_1。

供弹完毕时，主动件滑轮到达 x_n，设此点对应大杠杆上的 E_n 点。若将 OE 直线从 OE_n 向 φ_1 相反的方向回转同样大小的角度，则 OE 直线到达 OE_0，这就得到了 OE 直线在运动开始时的位置 OE_0。

根据以上分析可知，大杠杆的回转角不能太大，应使

$$E_0E_n \leqslant b_0 - b$$

式中 b_0——机匣内部宽度；

b——大杠杆的宽度。

双臂杆回转轴 O_1 的位置可根据以下关系选择：

$$\frac{O_1D}{O_1C} \approx \frac{y_n}{C_0C_n}$$

式中 O_1C——双臂杆主动臂长度；

O_1D——双臂杆从动臂长度。

但

$$\frac{C_0C_n}{E_0E_n} = \frac{OC_0}{OE_0}$$

所以

$$C_0C_n = E_0E_n \cdot \frac{OC_0}{OE_0} \leqslant (b_0 - b) \cdot \frac{OC_0}{OE_0}$$

因此得到

$$\frac{O_1D}{O_1C} \approx \frac{y_n}{b_0 - b} \cdot \frac{OE_0}{OC_0}$$

当拨弹滑板的位置确定后，双臂杆两臂的总和不能超过由拨弹滑板到大杠杆上的凸起的距离 S，即

$$O_1D + O_1C \leqslant S$$

由上述两式即可解出 O_1D 和 O_1C 的数值，这样双臂杆回转轴 O_1 的位置便选定了。

有了大杠杆的回转轴位置和转角以及运动开始和终了时主动件所对应的位置，就可利用圆弧与直线拟制凸轮轮廓曲线。56—1 式 7.62 轻机枪的输弹传动机构的凸轮曲线（图 3—75），是由半径为 300mm 和 200mm 的两段圆弧组成（为了使传速比上升慢一些，前部圆弧半径大于后部圆弧半径）。在凸轮曲线的入口和出口处各有一段直线，两直线之间的夹角为 3°45′（相当于大杠杆回转角 φ_1），大杠杆外端的横向位移量为 15mm。

利用圆弧与直线拟制凸轮轮廓曲线的方法也可用于拟制平移式凸轮机构或各种凸轮杠杆组合机构的凸轮曲线槽。

五、受弹器及有关零件的设计

1. 受弹器

受弹器的作用就是在输弹过程中容纳、导引和控制带枪弹的弹链的运动。

受弹器的宽度一般应能容纳 3～5 发枪弹，这主要是考虑到既能保证弹链运动的一致性，又不过分影响机匣的横向尺寸。

受弹器的长度取决于枪弹的长度，同时应有一定的运动间隙。为了保证枪弹在受弹器内前后方向定位可靠，此间隙应适当。如 56 式 7.62 轻机枪，此间隙为 2～4.5mm。

受弹器上弹链的入口和出口应设置防尘盖，以提高武器的使用可靠性。另外，在入口处要有足够大的圆弧和卷边，以便于弹链能顺利地进入受弹器而不被挡住。

2. 拨弹齿和阻弹齿

拨弹齿装于拨弹滑板上用以直接拨动弹链。当输弹机构工作时，拨弹滑板在受弹器盖或受弹器座的导轨上运动，拨弹齿就拨动弹链向进弹口接近。当拨弹滑板空回时，拨弹齿被枪弹折叠(上抬或下压)越过下一发枪弹，而后在拨弹齿簧的作用下恢复原位(下降或上升)又卡住次一发枪弹，等待再次拨弹(图 3－76)。

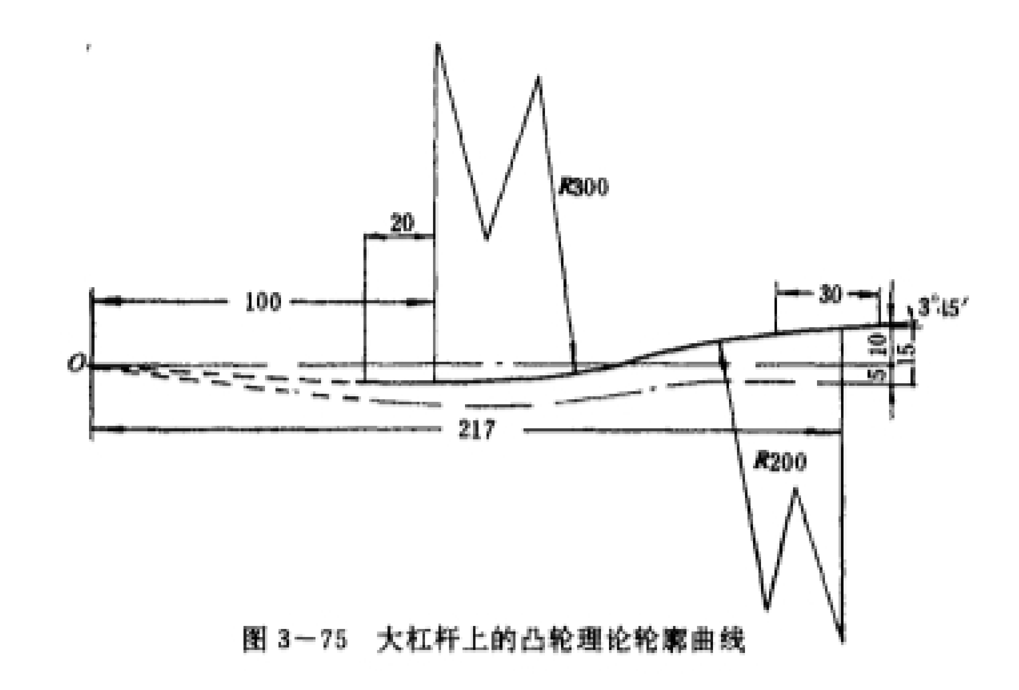
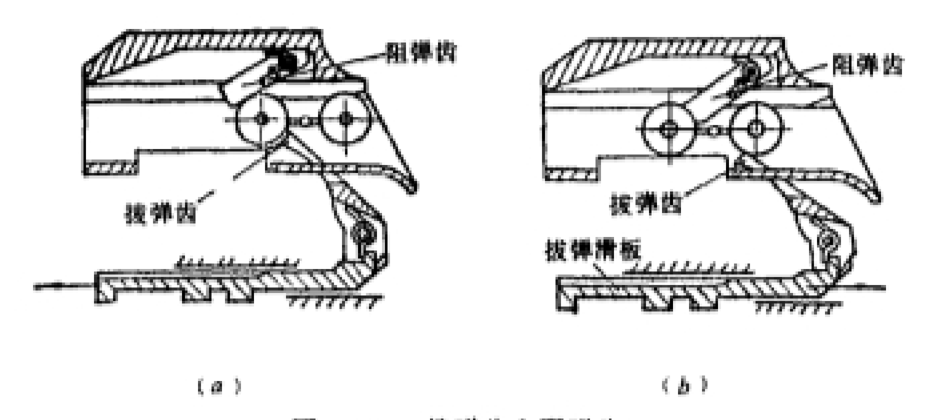


图 3－75 大杠杆上的凸轮理论轮廓曲线

在受弹器盖或受弹器座上装有阻弹齿，它在拨弹滑板空回时阻止枪弹运动。当拨弹滑板拨动弹链时，阻弹齿被枪弹折叠(下压或上抬)。枪弹从阻弹齿上边或下边滑过后，阻弹齿在阻弹齿簧的作用下恢复原位(上升或下降)，等待下一次拨弹时阻弹(图 3－76)。

拨弹齿和阻弹齿应有一定的高度、宽度和倾角，以保证工作时能与枪弹或弹链很好地接触和防止枪弹摆动或倾斜。拨弹齿和阻弹齿与枪弹或弹链的接触面的法线方向应通过或接近枪弹的质心，以使作用力正确地带动或阻止枪弹运动。另外，在拨弹齿和阻弹齿被折叠回时，应保证带枪弹的弹链能从其上面或下面顺利地越过。

拨弹齿簧和阻弹齿簧可选用圆柱螺旋压缩弹簧或圆柱螺旋扭转弹簧，但不论采用哪种弹簧都应保证在弹链越过以后及时地恢复原位，以便再次可靠地拨弹或阻弹。



(a) (b)

图 3－76 拨弹齿和阻弹齿

(a) 拨弹齿拨弹，阻弹齿折叠；(b) 拨弹滑板空回，拨弹齿折叠，阻弹齿阻弹

3. 输弹方向

在不同的武器上，其输弹方向是不同的。输弹方向的选择主要是考虑武器的使用方便性和武器在架座上安装的要求。在现代自动武器上，有单向弹链输弹、双向弹链输弹和弹链与弹匣双向输弹。

(1) 单向弹链输弹。对于步兵用轻、重机枪及通用机枪，一般都采用单向弹链输弹，其中有右边输弹和左边输弹两种。右边输弹的机枪有 57 式 7.62 重机枪、捷 59 式通用机枪等；左边输弹的机枪有 56－1 式 7.62 机枪、美 M60 通用机枪等。

(2) 双向弹链输弹。对于高射、车载、联装等武器由于武器安装和联装时受到装配位置的

限制，要求武器能改变输弹方向，故多采用双向弹链输弹。双向弹链输弹机构设计的关键是改变输弹的方向。54 式 12.7 高射机枪的双向输弹变换方式(图 3－77(*a*))是采用将双臂杆主动端由一侧移到另一侧，并改变拨弹滑板的左右方向来实现的。56 式 14.5 高射机枪的双向输弹变换方式(图 3－77(*b*))是通过翻转导板和改变拨弹滑板的安装来实现的。

(3) 弹链与弹匣双向输弹。对于步兵班用机枪，考虑到枪族的通用性，其供弹机构有弹链与弹匣兼用的趋势，即采用弹链与弹匣双向输弹，其典型代表为比利时米尼米机枪(图 3－78)。该机枪输弹的基本形式为弹链式，其输弹方向为左边输弹，但在供弹机座左下方设有弹匣插座，用于安装弹匣。在枪机上有两个推弹突笋，按容弹具不同，将不同进弹位置上的枪弹推入弹膛。这样使班用机枪可直接使用步枪弹匣，从而增加了武器的应急能力，提高了武器的适应性。

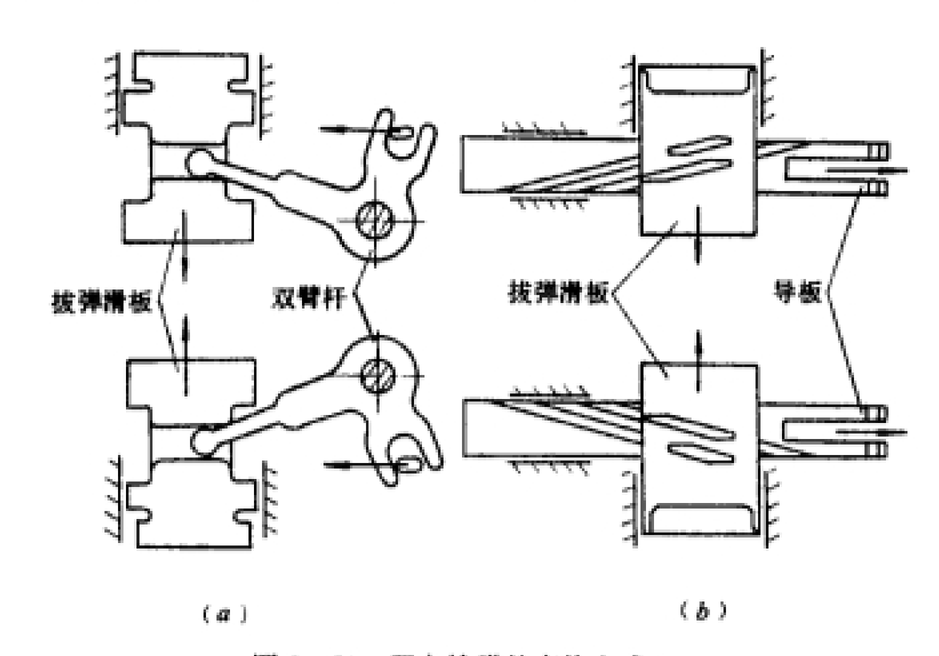


图 3－77　双向输弹的变换方式

(*a*) 54 式 12 7 高射机枪；(*b*) 56 式 14 5 高射机枪

六、输弹机构的运动分析和拨弹力的计算方法

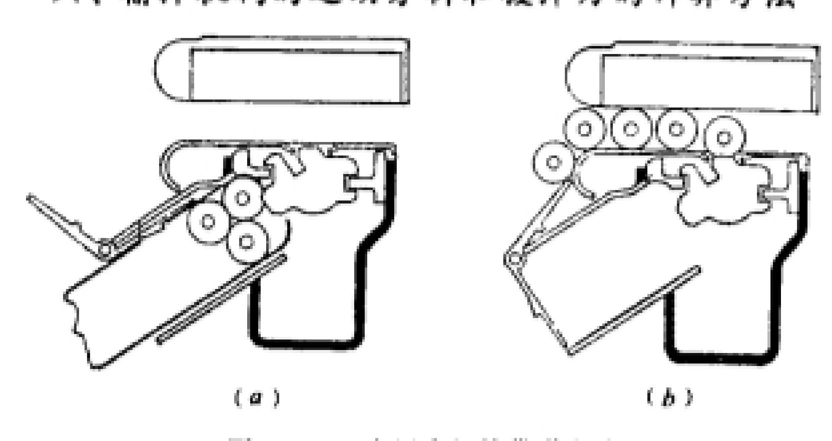


图 3－78　米尼米机枪供弹方式

(*a*) 弹匣供弹状态；(*b*) 弹链供弹状态

1. 运动和受力分析的目的

对新设计的输弹传动机构进行运动分析和受力分析的目的是：

(1) 查明弹链运动与自动机运动的联系，从而确定供弹能量消耗大小以及弹链装满枪弹或剩余一发枪弹时供弹是否都可靠。

(2) 查明输弹机构各构件工作时的受力状态，从而评定弹链运动平稳性和工作可靠性，并为构件强度或刚度计算提供原始数据。

2. 输弹机构拨弹力的计算方法

武器射击时，拨弹齿拨动弹链运动的力称为拨弹力。通过拨弹力的计算可了解各节弹链的受力情况。在进行拨弹力的计算时，首先应建立弹链运动的模型。连发时，弹链时断时续的工作，因而其运动和受力情况较复杂。目前，提出计算弹链运动和拨弹力的力学模型有：刚性模型、集中质量——拉伸弹簧模型及弹性带模型等。刚性模型计算简单，但计算结果与实际有一定差距；弹性带模型计算的运动规律与实际相似，但计算值与实测值差别较大；集中质量——拉伸弹簧模型计算的运动规律和数值大小与实际较接近。下面只介绍刚性模型和集中质量——拉伸弹簧模型。

(1) 刚性模型。对于弹板式或弹夹式等刚度较大的输弹具可简化为刚性模型。此模型假设弹链为刚体且弹链为垂直悬挂安装。

做供弹阶段自动机运动计算时，一般可利用如下微分方程式

$$\left(M_A + M_B\frac{k^2}{\eta}\right)\frac{dV_A}{dt} + \frac{k}{\eta}M_BV_A^2\frac{dk}{dx} = \pm F_A - F_B\frac{k}{\eta} \tag{3-14}$$

式中 M_A、M_B——主动件和从动件的质量；

V_A——主动件的速度；

F_A——主动件所受的动力（复进供弹 F_A 取正号）或阻力（后坐供弹 F_A 取负号）；

F_B——从动件所受的阻力；

k、η——输弹传动机构的传速比和传动效率。

如图 3－79 所示，设弹链的最大悬挂长度为 H，则参加运动的弹链除了已进入受弹器的 n 发外，还有后面长度为 H 的一段带枪弹的弹链。设 S_1 为弹链节距，则在 H 长的一段弹链中有 H/S_1 发带枪弹的链节。随着连发射击的进行，折叠或卷曲在弹链容弹具中的链节不断补充，悬挂长度 H 保持不变。所以，从动件的质量 M_B 包括拨弹滑板的质量 M 和 $(n+H/S_1)$ 发带枪弹的链节质量 $m(n+H/S_1)$，m 为一节带枪弹的链节质量，所以从动件的质量为

$$M_B = M + m\left(n + \frac{H}{S_1}\right)$$

从动件所承受的阻力 F_B 包括弹链悬挂部分的重力 mgH/S_1 和弹链在受弹器内的运动阻力 R_1 以及拨弹滑板的运动阻力 R_2，即

$$F_B = mg\frac{H}{S_1} + R_1 + R_2 \tag{3-15}$$

利用龙格——库塔方法解微分方程式（3－14）可得到拨弹滑板运动的最大速度 V_{Bmax} 和最大加速度 $\left(\frac{dV_B}{dt}\right)_{max}$。

计算供弹能量消耗时，常以弹链的最大速度为依据。这样，供弹能量的表达式可写成

$$\Delta E = mgH + (R_1 + R_2)y_n + \frac{1}{2}M_BV_{Bmax}^2 \tag{3-16}$$

图 3－79　弹链供弹机构工作情况

式中 y_n——拨弹滑板的总行程。

由于机构传动时有能量损失，故主动件供弹所消耗的能量为

$$\Delta E_k = \frac{\Delta E}{\eta}$$

弹链运动时，作用到拨弹齿上的拨弹力等于弹链重力、弹链运动所承受的摩擦阻力及弹链运动的惯性力之和，即

$$F = mg\frac{H}{S_1} + m\left(n + \frac{H}{S_1}\right)\left(\frac{dV_B}{dt}\right)_{max} + R_1 \tag{3-17}$$

（2）集中质量——拉伸弹簧模型。对于由有一定刚度的弹链节和中间零件所组成的弹链可简化为集中质量——拉伸弹簧模型。此模型的基本思想是：带枪弹的链节刚度很大，把它看成是具有集中质量的刚体，链节与链节之间的连接件（螺旋钢丝等）刚度很小，质量很轻，把它看成不考虑质量的受拉弹簧，这样，一条弹链就简化为具有多个集中质量的质量弹簧系统。

对此模型的数学描述，将对弹链上的每一个集中质量写出一个方程式。由于这是一个庞大的微分方程组，只能用计算机求得数值解。

在进行计算时设集中质量——拉伸弹簧模型的弹链为悬挂安装，即倾斜角 $\varphi=90°$。拨弹齿拨动弹链的一端为主动端，另一端为自动端(图 3—80)。

当主动端移动一个弹链节距时，第一个链节的方程为

$$my_1 + C(y_1 - y_2) = F_1 \quad (3-18)$$

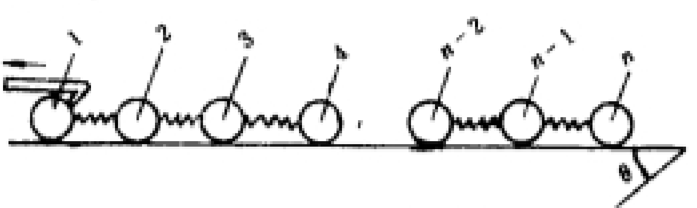


图 3—80　倾斜放置的弹链

自由端链节的运动方程为

$$my_n + C(-y_{n-1} + y_n) = F_n \quad (3-19)$$

中间任一链节的运动方程为

$$my_i + C(-y_{i-1} + 2y_i - y_{i+1}) = F_i \quad (3-20)$$

式中　m——一个链节(包括枪弹)的质量；

C——两个链节之间的变形刚度；

y、y、y——弹链运动诸元；

F_i——作用于各链节的外力。

以上三式经过组合后，整个弹链的运动可表达为

$$M\{y_i\} + C\{y_i\} = \{F_i\} \quad (3-21)$$

式中　M——质量矩阵

$$M = m \cdot I_{n\times n}(I \text{ 为单位矩阵})$$

C——刚度矩阵

$$C = C \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 & & & & & \\ -1 & 2 & -1 & & & & \\ & -1 & 2 & -1 & & & \\ & \cdots & \cdots & \cdots & & & \\ & & & & -1 & 2 & -1 \\ & & & & & -1 & 1 \end{bmatrix}_{n\times n}$$

$\{F_i\}$——力矩阵

$$\{F_i\} = (F_1, F_2, \cdots, F_n)^T$$

$\{y_i\}$、$\{y_i\}$——位移和加速度列阵

$$\{y_i\} = (y_1, y_2, \cdots, y_n)^T$$

$$\{y_i\} = (y_1, y_2, \cdots, y_n)^T$$

由于各链节所受重力，已被链节间的静拉伸变形力所抵消，并设悬挂部分无输弹导轨，重力也不引起摩擦，故除第一个链节外，其余链节均无外载荷，即

$$F_2 = F_3 = \cdots = F_n = 0$$

第一个链节所受的外力包括输弹阻力(如脱弹力及导向阻力)R、重力 nmg 及拨弹齿作用的拨弹力 F_q，于是

$$\{F_i\} = (F_q - nmg - R, 0, 0, \cdots, 0)^T$$

拨弹力 F_q，即为输弹时拨弹齿所要克服的阻力，又称输弹阻力，其表达式为

$$F_q = m\ddot{y}_1 + C(y_1 - y_2) + nmg + R \tag{3-22}$$

其中包括第一和第二链节的运动参量 y_1 和 y_2。由于第一链节由拨弹齿直接带动，故除拨弹齿开始拨动第一链节瞬间可能发生碰撞，而具有各自速度之外，输弹过程均可按下式计算

$$\dot{y}_1 = \imath \dot{x}; \quad y_1 = \int_{x_1}^{x_2} \imath \mathrm{d}x = \phi(x)$$

式中 $\imath$——主动件与从动件（拨弹滑板）的传速比；

$\dot{x}$——主动件的运动速度。

为了研究弹链的运动及知道输弹过程中武器各机构的运动规律，要将主动件运动方程（3－14）与上述方程联立求解。另外，由于弹链不传递压力，可加约束方程

$$y_i - y_{i+1} - \frac{(n+1-i)}{C}mg \geqslant 0$$

3．输弹传动机构运动分析实例

现以56－1式7.62轻机枪供弹阶段的运动计算作为输弹传动机构运动分析的实例，在该武器中当枪机框由行程为3cm处运动到11.8cm时，供弹机构进行工作。

（1）已知数据。主动件（枪机框、1/3复进簧、枪机、两闭锁片及弹壳）的质量：M_A＝0 9kg；

从动件（拨弹滑板及带枪弹的弹链）的质量

M_B＝1.14kg；

主动件所受阻力（导轨摩擦阻力及复进簧力）

$F_A = M_A g f + K_f(f_f + x)$

式中 f——摩擦系数，取为0.15；

K_f——复进簧的等效弹簧刚度，K_f＝4.45N/cm；

f_f——复进簧的等效弹簧预压量，f_f＝15.4cm；

x——主动件位移，单位为cm；

g——重力加速度，g＝9.8m/s²。

从动件所受阻力（弹链悬挂部分重力、弹链在受弹器内的运动阻力及拨弹滑板的运动阻力）$F_B \approx 50$N；

机构的传速比 K 如图3－81所示；

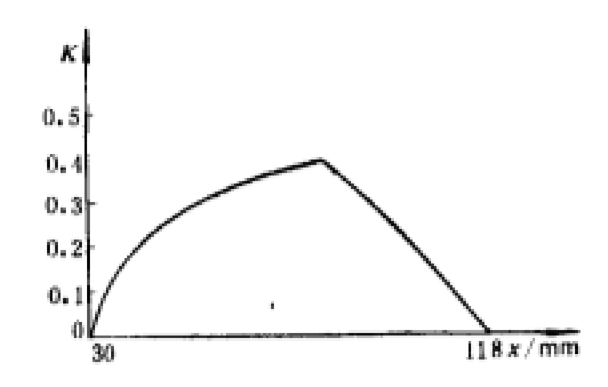


图3－81 供弹机构的传速比

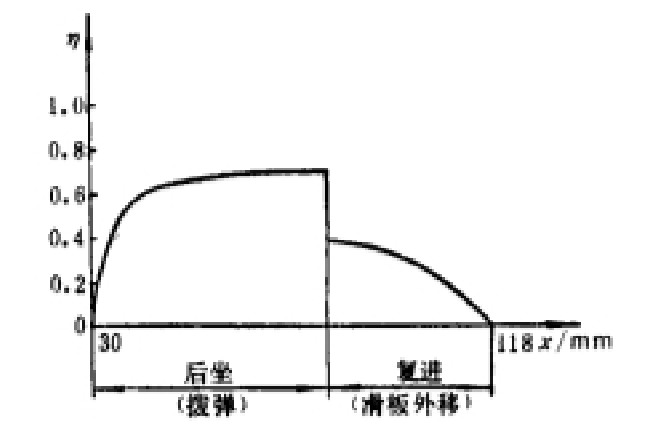


图3－82 供弹机构的传动效率

机构的传动效率如图3－82所示。

（2）计算初值。

t_0＝0.0048s；

$x(t_0)=3\text{cm}$；

$V_A(t_0)=680\text{cm/s}$。

(3) 计算数学模型。假设弹链为刚性，则机构运动微分方程为

$$\left(M_A+M_B\frac{K^2}{\eta}\right)\frac{\mathrm{d}V_A}{\mathrm{d}t}+\frac{K}{\eta}M_BV_A^2\frac{\mathrm{d}K}{\mathrm{d}x}=-F_A-F_B\frac{K}{\eta}$$

变为如下微分方程组

$$\begin{cases}\dfrac{\mathrm{d}V_A}{\mathrm{d}t}=\dfrac{-F_A-F_B\dfrac{K}{\eta}-\dfrac{K}{\eta}M_BV_A^2\dfrac{\mathrm{d}K}{\mathrm{d}x}}{M_A+M_B\dfrac{K^2}{\eta}}\\ \dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=V_A\end{cases}$$

要利用数值解法求解，需找出传速比 K 和传动效率 η 与位移 x 的函数关系。在此，利用曲线拟合法将 K 和 η 表示为 x 的多项式函数。经曲线拟合，有

$$K=-1.693304+0.9618599x-0.159388x^2+0.00897x^3$$

$$x\in[3,8]$$

$$\frac{\mathrm{d}K}{\mathrm{d}x}=0.9618599-0.318776x+0.02691x^2$$

$$\eta=-4.596865+2.460714x-0.3615765x^2+0.0173658x^3$$

$$x\in[3,8]$$

从动件速度为

$$V_{B_i}=K_iV_{A_i}$$

从传速比曲线可知，当 $x=8\text{cm}$ 时，传速比达到最大值 $K_{\max}=0.38$，拨弹滑板的速度最大值就在此处附近。以后拨弹滑板的速度将下降，但由于弹链各链节之间的连接不是刚性的，且拨弹滑板质量很小，故可不考虑机构的逆传动。因此计算到 $x=8\text{cm}$ 即可。

(4) 方程的求解。用龙格——库塔方法编程上机计算，计算时步长 $h=0.001$。计算结果列于表 3—10，表中只列出五个计算点的数值。

表 3—10　数值计算结果

t_i/ms	x_i/cm	V_{A_i}/(cm/s)	V_{B_i}/(cm/s)
4 8	3	680	0
6 8	4 15	596 83	116 04
9 8	5 90	576 59	158 92
118	7 05	568 04	175 39
13 5	7 97	543.38	211 96

(5) 估计供弹能量和作用于拨弹齿上的力。供弹阶段的能量消耗（后坐供弹）可用下式来估计

$$\Delta E=E_0-E_n-A$$

式中　E_0——供弹开始时主动件的能量；

　　　E_n——供弹结束时主动件的能量；

A——压缩复进簧所需的能量。

而

$$E_0=\frac{1}{2}M_A V_{A0}^2=\frac{1}{2}\times 0.9\times 6.8^2=20.81\text{N}\cdot\text{m}$$

$$E_n=\frac{1}{2}M_A V_{An}^2=\frac{1}{2}\times 0.9\times 5.43^2=13.27\text{N}\cdot\text{m}$$

$$A=\frac{1}{2}(P_0+P_n)\cdot(x_n-x_0)=\frac{1}{2}(81.88+103.86)\times(0.0797-0.03)=4.62\text{N}\cdot\text{m}$$

所以供弹能量为

$$\Delta E=20.81-13.27-4.62=2.92\text{N}\cdot\text{m}$$

作用于拨弹齿上的最大力可近似表示为

$$F_m=M_B\left(\frac{\mathrm{d}V_B}{\mathrm{d}t}\right)_{\max}+F_B=1.14\times\frac{1.1604}{(6.8-4.8)}\times 10^3+50=711.43\text{N}$$

3.2.3 弹链进弹机构设计

一、弹链进弹机构的作用、结构和特点

1. 进弹机构的作用和组成

进弹机构的作用是把位于进弹口或取弹口的枪弹从弹链内取出并送进弹膛。起着这一作用的机构和各零件的总和称为进弹机构。

单程进弹机构一般由弹链链节、脱弹齿、压链器、定弹齿、阻弹齿、进弹口、枪机推弹突笋、导向面及枪管弹膛等组成。

双程进弹机构一般由弹链链节、定位突笋、阻弹齿、取弹口、取弹器、压弹挺、枪机及枪管弹膛等组成。

2. 进弹机构的分类

根据进弹方式，进弹机构分为单程进弹和双程进弹两种。

单程进弹机构是当输弹机构将枪弹输入受弹器后，在自动机复进时直接将枪弹从进弹口位置推入弹膛。如 56－1 式 7.62 轻机枪、67－1 式 7.62 重机枪等。

双程进弹机构是当输弹机构将枪弹输入枪膛轴线上方后，自动机在后坐时先将枪弹从弹链内抽出，并向枪膛轴线移近，然后在自动机复进时推入弹膛。如 80 式 7.62 多用途机枪、56 式 14.5 高射机枪、美勃朗宁重机枪等。

3. 进弹机构的特点

(1) 进弹机构在较短的时间内(百分之几秒)将枪弹移动较长的距离(大于枪弹长)，所以其加速度较大。

(2) 进弹机构的结构和型式在很大程度上决定着自动武器的其他机构和整个自动机的复杂程度。

(3) 进弹机构的工作可靠性在很大程度上决定着整个自动机的工作可靠性。如 58 式 7.62 连用机枪在寿命试验中，故障总次数为 158，卡弹和空膛故障次数为 58，占总故障的 37%。

二、对进弹机构的设计要求

设计进弹机构时，应满足以下要求：

(1) 进弹前枪弹在受弹器进弹口或取弹口的位置必须十分确定，以便枪机推弹突笋或取

弹器能顺利而可靠地推弹或取弹。

(2) 进弹机构的各进弹导向面必须保证枪弹按一定的运动路线进入弹膛，进弹路线不能受武器射击条件的影响。因此，在整个进弹路线上最好是完全强制。

(3) 在进弹过程中，枪弹运动应平稳，加速度要小，以便减小惯性力，从而保证枪弹不受到破坏。

(4) 进弹能量消耗应尽量减小，以保证工作可靠性。

(5) 在进弹过程中，应尽量避免用弹头作导引，因弹头与进弹导向面相撞可能引起弹头松动和脱落，尤其是对使用特种弹的武器更不能允许。最好利用枪弹的二锥来导引。

(6) 结构尽量简单，工艺性要好。

三、进弹方式的选择

进弹方式与武器的战术技术要求、总体布置、枪弹的形状等有关，需要综合考虑，统筹安排，合理选择。

单程进弹机构的特点是：单程进弹一般为一次斜推进弹，故结构简单紧凑，动作少。单程进弹机构可以减小机匣的高低尺寸，但主动件的总行程加长，从而使机匣长度增加，同时复进簧的簧力较大，这是因为复进推弹时，枪弹要从弹链内脱出，主动件必须在后坐时储备较多的能量。若单程进弹的武器在输弹的同时脱弹，并被链节的抱弹部从上方压住，待枪机复进时推弹入膛，则可减小机匣的高低和长度尺寸及复进簧内能。总之，单程进弹机构对减轻重量，提高武器的机动性有利，在现代的轻、重机枪和高射机枪中得到广泛应用。

双程进弹机构的特点是：双程进弹一般是先抽后推二次进弹，结构较复杂，且机匣的高度尺寸较大，但机匣的长度尺寸较小。双程进弹机构的脱弹和压弹工作均在后坐时进行，直接利用火药燃气的能量，受力平稳，推弹阻力较小，推弹前枪弹轴线与枪膛轴线已重合或很接近，进弹时可避免用弹头作导引，使有引信的弹头可以较安全地入膛。双程进弹机构多用于大底缘枪弹及使用特种弹的机枪上。

四、单程进弹机构的设计

单程进弹机构的设计工作主要包括：枪弹在进弹口位置的确定；脱链方式；推弹突笋设计；进弹路线分析等。

1. 枪弹在进弹口位置的确定

(1) 枪弹在进弹口位置的确定。弹链式供弹武器的枪弹在进弹口位置的确定与无链式供弹武器相同。

(2) 枪弹定位件的设计。枪弹在进弹口的定位是通过各定位件对弹链链节和枪弹的强制约束来实现的。定位件主要包括进弹口、受弹器盖内表面、脱弹齿或隔链齿(阻链板)、定弹齿等元件。设计定位件时一般依照以下原则：

(a) 定位件应使枪弹在进弹口位置上受到多方向的约束，只能有按某一确定方向运动的可能性。

(b) 定位件应使枪弹轴线对枪膛轴线呈向下的倾角 α，推弹时的作用力应尽量通过枪弹质心，以减小弯曲力矩。

(c) 推弹时定位件应阻止弹链向前运动，使枪弹顺利地从弹链内脱出。

现以 56—1 式 7.62 轻机枪进弹机构为例，分析说明定位件对枪弹的定位。

输弹机构将枪弹送至进弹口后，枪弹后方由受弹器座后端面限制，枪弹上方前端由隔链齿

的弧形面压住弹壳的圆柱部分，枪弹上方后端由受弹器盖限制突笋压住弹链；枪弹下方由进弹口后部的支撑面托住；枪弹右方靠隔链齿弧形面及进弹口右侧棱定位；枪弹左方靠定弹齿及阻弹齿阻止住次一发带枪弹的弹链使处于进弹口的枪弹不能退出。最后一发枪弹进弹时，虽阻弹齿已失去作用，但因枪弹前部有定弹齿、后部有进弹口左侧棱限制，并靠悬挂于枪身右边空弹链的重力作用，仍能保证可靠定位。

在隔弹齿的弧形面和受弹器进弹口左右侧棱的共同作用下，弹头有一向前下方倾斜的角度 α，这有利于推弹入膛。另外，在推弹时因弹链受到隔链齿的阻挡而不能向前运动。

2. 脱链方式

在进弹过程中，枪弹脱离弹链的方式，不仅影响枪弹的定位件结构，而且也影响进弹导向件的结构。在单程进弹机构中，枪弹脱离弹链的方式有四种，现分别介绍。

(1) 从弹链内向前推出枪弹。输弹机构将枪弹送至进弹口后，枪机复进时推枪弹向前从弹链抱弹部内滑过，枪弹全部脱离弹链时，弹头已进入弹膛，之后枪机复进继续推弹入膛，完成进弹动作。图 3－83 为 56－1 式 7.62 轻机枪枪弹脱离弹链的过程。德 MG－42 轻机枪枪弹的脱链方式(图 3－84)，亦属向前推出枪弹。

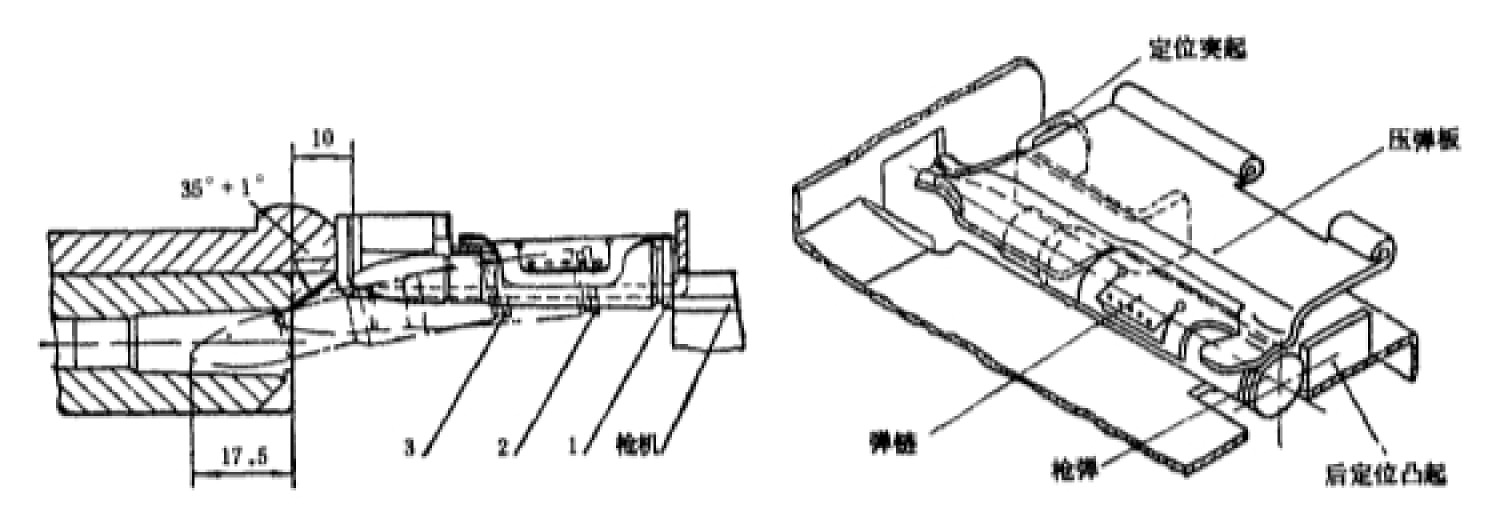


图 3－83　56－1 式 7.62 轻机枪枪弹脱链过程　　图 3－84　德 MG－42 轻机枪枪弹脱链前状态

(2) 从弹链侧方压出枪弹。输弹过程中，受弹器座上的脱弹齿伸入到抱有枪弹的弹链前后脱弹臂内，枪弹在脱弹齿下方的斜面作用下，从弹链内挤出。输弹结束时，枪弹处于即将脱出弹链的位置，并被弹链抱弹部的下翼卡在进弹口上，使枪弹不能上下左右移动。图 3－85 为 54 式 12.7 高射机枪枪弹脱链后被弹链压在进弹口的状态。37－1 型航炮炮弹的脱链(图 3－86)

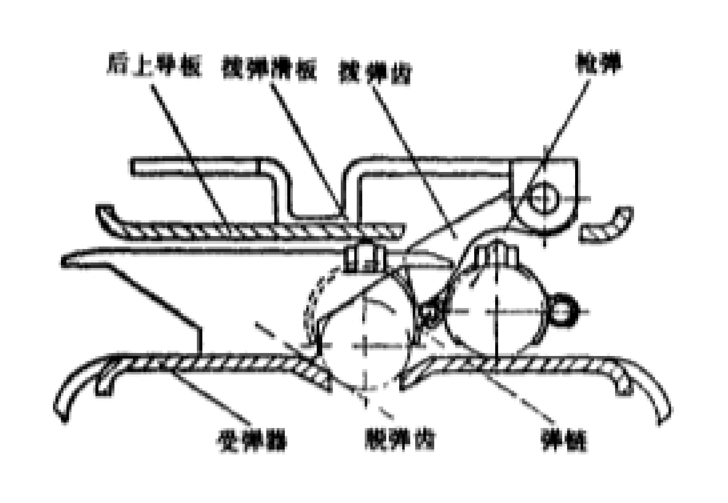


图 3－85　54 式 12.7 高射机枪枪弹脱链状态

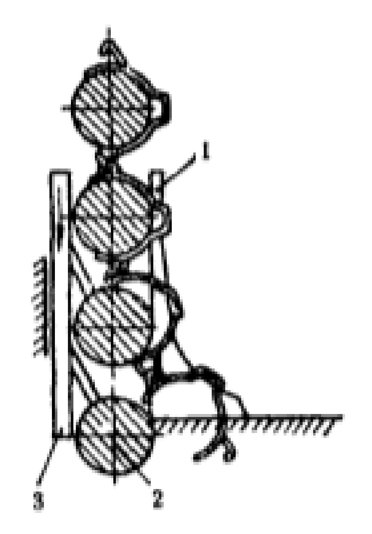


图 3－86　37－1 型航炮炮弹脱链过程

也属于这种类型，不同的是当炮弹到达进弹口位置时正好位于炮膛轴线上，且此时炮弹与链节完全脱离。

(3) 用压弹装置从横向压出炮弹。输弹机构把炮弹送至炮膛轴线上方后，依靠压弹装置使炮弹从弹链中脱出并进入炮膛轴线上的机心抓手内，待机心复进时将炮弹推入弹膛。图 3－87 为 23－1 型航炮炮弹脱链状态。

(4) 枪弹在链节抱弹部内滑动的同时从侧方逐渐被挤出弹链。图 3－88 为捷克 59 式通用机枪枪弹脱链过程。输弹机构将枪弹送至进弹口定位时，受弹器进弹口无托弹部，枪弹在进弹前、下方靠刚性退壳挺托住。枪机复进推弹时，枪弹在链节抱弹部内滑动 2～3mm 后，尾部就从刚性抛壳挺上滑下。枪弹在链节抱弹部内继续向前滑动的同时，枪弹底缘在链节抱弹部倾斜面的导引与挤压下，逐渐被挤出链节。当弹尖进入膛内一定距离后，枪弹才完全脱离链节。枪机继续复进，推弹入膛。

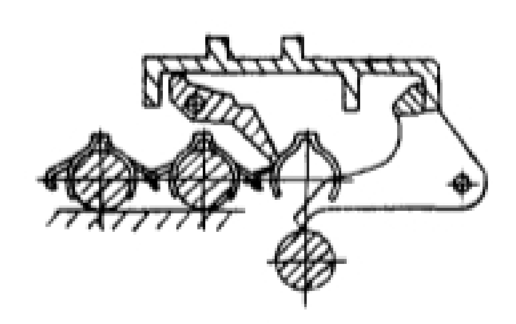


图 3－87　23－1 型航炮炮弹脱链示意图

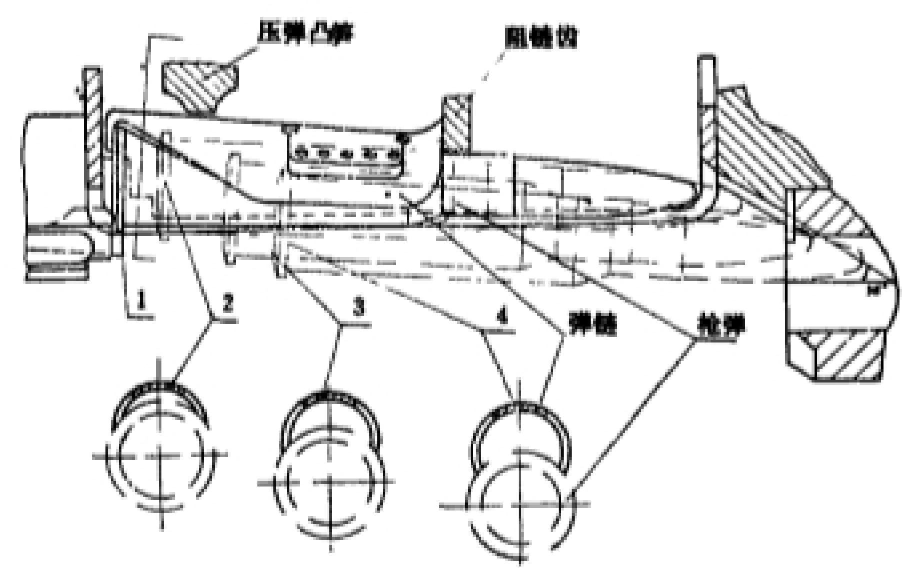


图 3－88　捷 59 式通用机枪枪弹脱链过程

3. 推弹入膛

(1) 推弹突笋。弹链式推弹突笋的设计与无链式武器基本相同。

(2) 进弹路线。分析式设计弹链供弹机构，一般要进行进弹路线的几何分析，其目的在于研究枪弹自进弹口进入膛内的运动轨迹。为使进弹可靠，从结构上必须保证枪弹只能沿着规定的路线运动，排除任何枪弹脱离规定路线的可能性。在设计时只有通过几何分析才能把进弹机构的尺寸、形状、位置确定下来。

进弹路线几何分析的方法有两种：一是人工绘制进弹机构各零件在枪弹运动面的纵向剖面和横向剖面图，并绘出几个位置的剖面图；二是利用计算机动画功能在屏幕上作电子动画。

图 3－83 所示的 56－1 式 7.62 轻机枪和图 3－88 所示的捷克 59 式通用机枪的枪弹脱链过程图，也清楚地表示出了进弹过程的进弹路线。

五、双程进弹机构的设计

1. 进弹机构各部分的设计

双程进弹机构的设计主要包括确定枪弹在受弹器取弹口的定位面、取弹器、压弹件及进弹导向面的设计等。

(1) 枪弹在受弹器取弹口的定位。枪弹在取弹口内应有确切的位置，保证枪机复进到位时，取弹器能可靠地抓住枪弹。其定位面的设计与单程进弹的进弹口定位面类似。图 3－89 为 57 式 7.62 重机枪枪弹在取弹口的定位。

(2) 取弹器。取弹器类似于枪机上的拉壳机构，枪机复进到位时，它抓住枪弹底缘，后坐时它从弹链内抽出枪弹。取弹器上的取弹钩应有足够的弹性，以可靠而迅速地抓住并抽出枪弹，

同时又不致在取弹时产生过大的撞击，保证进弹机构工作可靠。

图3—90为57式7.62重机枪取弹器。取弹器上有两个对称的取弹钩，靠弹簧作用始终保持在抓紧位置。当枪机带动取弹器复进到位时，靠斜面作用使取弹钩张开并越过弹底缘将枪弹抓住。枪机后坐时，取弹钩拉枪弹一同后坐将枪弹从弹链内抽出。

(3) 压弹件、压弹导槽及压弹到位定位件。压弹件的作用是将取弹器取得的枪弹压至进弹口或枪机的弹底窝内。压弹导槽是在压弹过程中导引枪弹底缘运动。压弹到位定位件是保证枪弹在弹底窝内的正确位置。

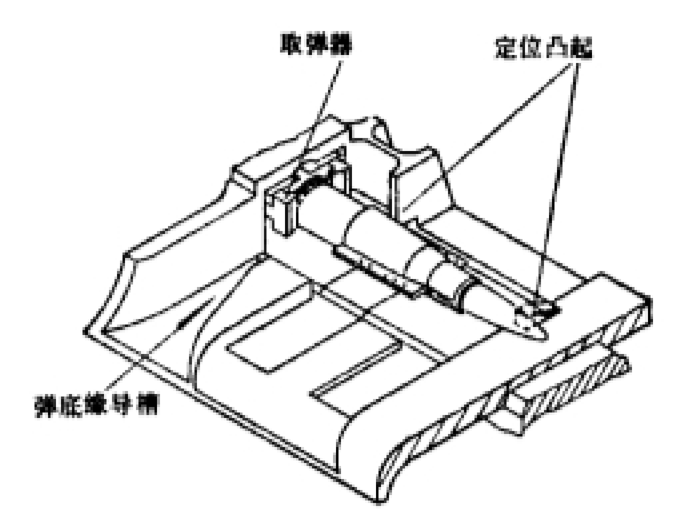


图3—89　57式7 62重机枪枪弹在取弹口的定位

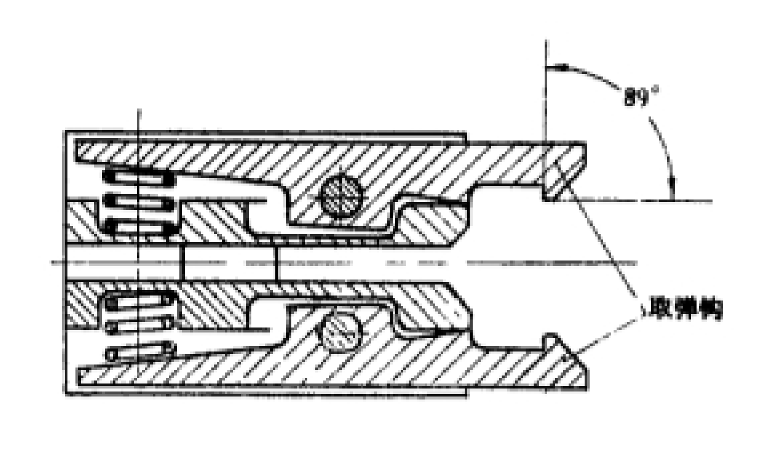


图3—90　57式7 62重机枪的取弹器

2. 双程进弹机构的结构形式举例

(1) 意伯莱达航空机枪进弹机构(图3—91)。枪机复进到位时，其上的取弹器抓住枪弹。后坐时，取弹器将枪弹从弹链内取出，后坐一定距离后，压弹楔板迫使枪弹沿枪机上的压弹导槽下移到枪膛轴线上，枪机复进时推弹入膛。

(2) 53式7.62重机枪进弹机构(图3—93)。枪机复进到位时，取弹器抓住枪弹。后坐时，取弹器将枪弹从弹链内抽出，当枪机后坐到接近最后方位置时，枪弹在压弹楔板的作用下向下移动，并被压弹挺压至进弹口。枪机复进时，将枪弹沿前下方推入弹膛。

(3) 美勃朗宁重机枪进弹机构(图3—93)。枪机复进时，取弹器就抓住位于取弹口的枪弹。枪机后坐时，取弹器从弹链内抽出枪弹。取弹器为一回转杠杆，它沿受弹器盖上的上导板后坐，逐渐被压下。在复进中，取弹器左侧导柱在侧导板作用下继续下压枪弹至枪膛轴线，此时将弹壳挤出，并在复进最后阶段推弹入膛，而取弹器左侧导轨沿机匣侧导板上抬，以备下一发取弹。

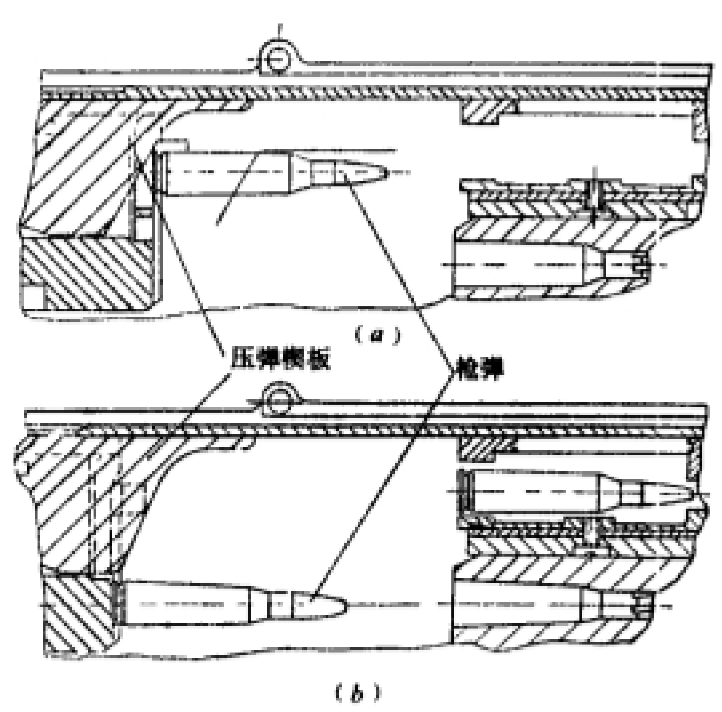


图3—91　意伯莱达航空机枪进弹机构
(a) 无后坐抽弹及压弹；(b)复进送弹入膛

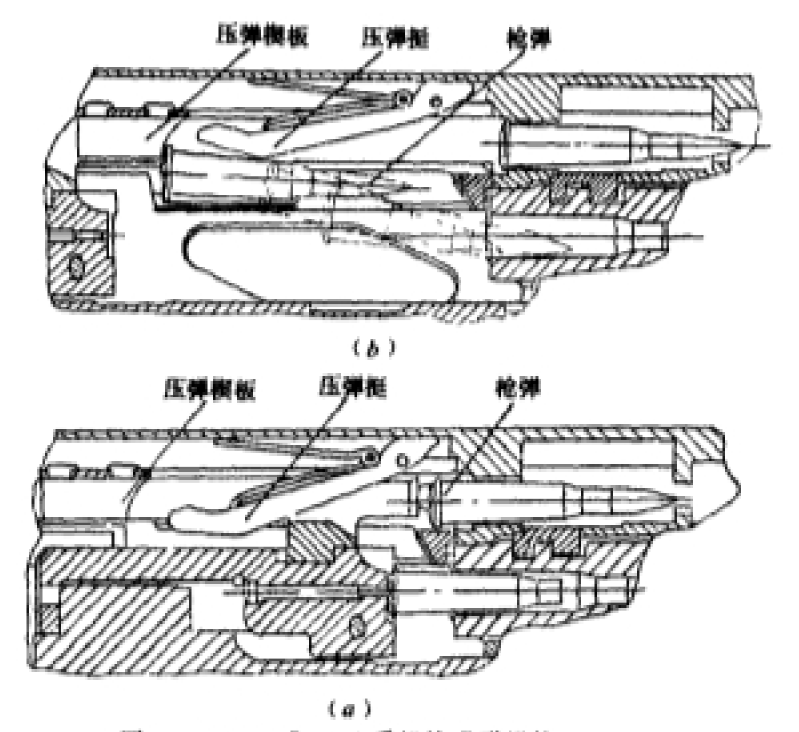


图 3－92　53 式 7 62 重机枪进弹机构

(a) 后退抽弹及压弹；(b) 复进斜推枪弹入膛

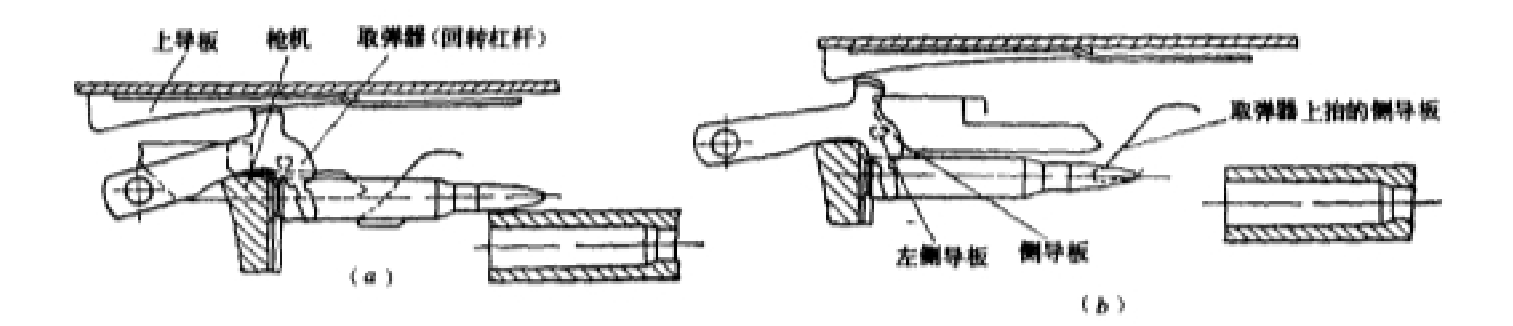


图 3－93　美勃朗宁重机枪进弹机构

(a) 后坐抽弹及其上导板作用下压弹；(b) 复进时在侧导板作用下压弹及送弹入膛

第四章　退壳机构设计

概　　述

一、退壳机构的作用与组成

射击过程中，把击发过的弹壳从膛内抽出，并把它抛出武器之外，这一工作过程称为退壳。

1. 退壳机构的作用

退壳机构除了担负退壳任务外，还应当具有退弹能力。也就是说，退壳机构的作用为：

(1) 能可靠地将击发过的弹壳从膛内抽出，并抛出武器之外。

(2) 能顺利地把处于待发位置的枪弹从膛内抽出，并抛出武器之外。

2. 退壳机构的组成

为了完成退壳与退弹任务，退壳机构应具有抽壳和抛壳两种功能，相应由抽壳机构和抛壳机构两部分组成。其中，抽壳机构主要包括抽壳钩和抽壳钩簧；抛壳机构主要是抛壳挺。

二、退壳机构的设计要求

1. 工作可靠性

抽壳机构应当作到抓壳容易、抱壳有力、抽壳可靠；抛壳机构应当使抛壳路线一定，并有足够的抛壳力。

2. 强度与使用寿命

抽壳钩形状复杂，在抽壳时承受很大抽壳阻力作用；抽壳钩簧安装位置小，在工作时承受弯扭复合应力作用；抛壳挺工作时承受冲击载荷作用；因此，这些构件应有一定的静强度、疲劳寿命和耐冲击性。

3. 其它要求

退壳机构安装位置小，受力复杂，要求使用寿命高，因此，设计时应尽量使其结构简单，工艺性好。

本章主要讨论抽壳阻力计算、退壳机构结构分析与设计等问题。

§4.1　抽壳阻力的分析计算

为了计算抽壳钩强度、确定开锁时机、分析新枪抽壳困难原因，都需要知道抽壳阻力数值、影响因素和减小抽壳力的措施，为此下面首先讨论这个问题。

4.1.1　抽壳阻力的产生与计算

一、抽壳阻力的产生

在枪管和闭锁机构的设计中已经知道，为了确保特种条件下能推弹进膛可靠闭锁，射前弹壳外表面与弹膛内表面之间留有适当径向间隙（其相对值见表1－4），弹壳底平面与枪机弹底

窝镜面之间留有适当弹底间隙。

射击过程中，由于膛内火药气体压力 p 的作用，弹壳壁内将产生切向应力和轴向应力，同时发生切向变形和轴向变形。随着膛压 p 的升高，弹壳切向变形在消除壳膛间初始相对间隙 Δ_0 之后，将使弹壳外表面与弹膛内表面贴合，并在壳膛间产生压力 p_1，其值可用式(2－16)、(2－19)计算，推导过程详见§2.2。弹壳在发生切向变形的同时也发生轴向变形，当其值消除壳机初始轴向弹底间隙之后，将发生壳机贴合，并产生壳机力 F。随着膛压 p 的升高，闭锁机构承载部分在 F 力作用下将发生轴向弹性变形，形成弹性间隙 Δ_t，其值随 F 值的增大、闭锁机构刚度 k 值的减小而增加。当膛压达最大值 p_m 时，Δ_t 达最大值，弹壳的轴向变形量亦达最大值。此后，随着膛压的下降，闭锁机构将发生弹性恢复，从而把在膛压上升阶段已发生塑性胀大的弹壳压回弹膛，这将使壳膛压力加大。另外，射击过程中由于弹壳温度较弹膛温度高，也会因弹壳切向热变形量较弹膛切向热变形量大而使壳膛压力加大。

根据分子—机械摩擦理论，当两摩擦面之间的压应力超过 98MPa 时，滑动摩擦系数 f 将随着接触面压应力的增大而增大。也就是说，随着抽壳时壳膛压力 p_1 的增大，弹壳外表面与弹膛内表面之间的摩擦系数 f 也会增大。

现代自动武器为了提高理论射速，一般在膛压下降阶段、膛内尚有一定火药气体压力的情况下开锁，此时壳膛之间有内压 p 引起的壳堂压力 p_1、有闭锁机构弹性恢复引起的 p_1 增量，抽壳时必然遇到轴向阻力，亦即抽壳阻力。

二、抽壳阻力的计算

所谓抽壳阻力，是指开锁完毕枪机后坐时抽壳钩上所承受的轴向阻力，以 Φ 表示。其值与膛底作用力 P、弹壳外表面摩擦阻力的轴向分力 F_{Z1}、弹壳外锥面合力的轴向分力 F_{Z2}、火药气体压力 P 在弹壳肩部内锥面合力的轴向分力 F_{Z3}、火药气体压力 p 对弹壳口部端面的作用力 F_{Z4}有如下关系，即

$$\Phi = (F_{Z1} - F_{Z2}) - (P + F_{Z4} - F_{Z3}) \tag{4－1}$$

将式(2－24)、(2－25)、(2－26)、(2－27)、(2－28)代入上式，化简后得

$$\Phi = \pi d_2 l p_1 (f\cos\beta - \sin\beta) - \frac{\pi}{4} d_4^2 p \tag{4－2}$$

此式即为抽壳阻力的计算式，式中各符号含义为

d_2——计算部位弹壳外径；

d_4——弹壳口部外径；

l——弹壳贴膛长度；

β——计算部位弹壳外表面半锥角；

f——壳膛间滑动摩擦系数。

为了便于应用，下面介绍抽壳阻力的具体计算方法。

1. 瓶形弹壳抽壳阻力的计算

所谓瓶形弹壳，即是指三锥弹壳。现代自动武器除了部分手枪采用圆柱形(即一锥)弹壳的枪弹之外，其余大多为三锥弹壳的枪弹。式(4－2)与(2－19)是由瓶形弹壳导出的，所以可直接用这两个公式计算瓶形弹壳的抽壳阻力。

(1) 抽壳阻力计算。由式(4－2)、(2－19)、(2－8)、(2－5)可以看出，抽壳阻力 Φ 与多种因素有关，要计算抽壳过程的 Φ 值变化规律，必须将上述有关公式编制微机程序，然后划分微段

才能计算出 Φ 值变化规律，并得到 Φ 的准确值。

(2) 抽壳阻力的估算。在武器研制过程中，因尚不具备计算 Φ 值变化规律的必要数据，此时若想大致估算抽壳阻力的数值，可忽略弹壳口部和斜肩部的轴向阻力，并用一锥平均外径 d_{p_1} 代替 d_2，以一锥平均壁厚 h_{p_1} 代替 h，以一锥长度 l_1 代替贴膛长度 l、不计弹壳外表面半锥角 β 的影响，这样计算手续将大为简化。

2. 圆柱形弹壳的抽壳阻力计算

一锥式手枪弹壳，由于外表面半锥角很小，可视为圆柱形弹壳。这类弹壳的抽壳阻力计算公式，可令式(4－2)中 $\beta=0$、$d_k=d_2$ 得到，即

$$\Phi = \pi d_2 l p_1 f - \frac{\pi}{4} d_2^2 p \qquad (4-3)$$

当 $p=0$ 时，得膛内无压力情况的抽壳阻力公式为

$$\Phi_0 = \pi d_2 l p_1 f \qquad (4-4)$$

式(4－3)、(4－4)中各符号含义同式(4－2)，p_1 值也可由式(2－19)导出。

4.1.2 影响抽壳阻力的因素与减小抽壳阻力的措施

一、影响抽壳阻力的因素

抽壳阻力大小影响退壳机构的工作可靠性，也影响自动武器的工作性能。为了分析新枪研制过程中抽壳困难的原因，以便在设计时做相应改进，下面对影响抽壳阻力的诸因素进行简要分析。

1. σ_{e1}、D、h 与 Δ_0 对 Φ 的影响

弹壳材料弹性强度极限 σ_{e1}、强化模量 D、弹壳壁厚 h 及壳膛初始相对间隙 Δ_0 对抽壳阻力有相同的影响倾向，即当 σ_{e1}、D、h 与 Δ_0 值增大时，抽壳阻力 Φ 将减小。为了说明这一结论，将式(2－13)中的 2、3 式代入 1 式，得

$$p_0 = \frac{h}{r}[\sigma_{e1} + (\Delta_0 - \varepsilon_{e1})D] \qquad (4-5)$$

由此式可以看出：在其它参量不变的情况下，增大或缩小上述四参数中之一，结果都使贴膛压力 p_0 增大或减小。将这一规律与式(2－19)、(4－3)对照分析，即可得出上述结论。

应当提请注意的问题是：当 σ_{e1} 过分增大时，将使弹壳冲压成形困难；h 值加大会使弹壳质量增加，对机动性不利；Δ_0 增加过多会使弹壳发生纵裂。因此，设计时选值要适当。

2. l、f 对 Φ 的影响

弹壳贴膛长度 l 与壳膛接触面摩擦系数 f 对抽壳阻力 Φ 有相同的影响倾向，即当 l 与 f 增大时，抽壳阻力 Φ 亦增大。因为在弹壳外径一定的情况下，壳膛接触长度 l 增大意味着接触面积增大，于是摩擦阻力将会加大。在接触面积一定时，若接触面粗糙度加大或接触压力加大，都会使摩擦系数增大，这也会使摩擦阻力加大。摩擦阻力大，抽壳阻力也大。

3. 最大膛压和弹膛壁厚对 Φ 的影响

在弹壳材料和结构尺寸一定的情况下，对于一定的枪管弹膛，若使最大膛压 p_m 由 p_{m1} 增加到 p_{m2}，则弹壳的变形量也由 ε_1 增加到 ε_2，如图 4－1 所示。

为了简化问题，图中没有考虑弹壳变形过程的强化作用。由该图看出：不论在有膛压还是无膛压情况下抽壳，结果都是高膛压时的抽壳阻力大。这是因为膛压高时，壳膛紧缩量也大。图

中两恢复线平行，即可说明这一问题。

关于弹膛壁厚对抽壳阻力的影响：在弹壳材料、结构尺寸与最大膛压一定的情况下，增加弹膛壁厚尺寸，将使弹壳变形量减小，相应壳膛紧缩量亦减小，这对减小抽壳阻力 Φ 有利。但是，这样做弊大利小，因为增加弹膛壁厚对减小抽壳阻力并不显著，相反会使武器质量加大，对机动性不利。采用筒紧或自紧原理要比单纯增加弹膛壁厚效果更好些。

4. 弹壳锥度 β 与闭锁机构刚度 k 对 Φ 的影响

增大弹壳和弹膛一锥锥度 β，可使抽壳过程壳膛紧缩量很快减小，从而使抽壳阻力很快减小或消失。但是，还必须与闭锁机构一起考虑：当闭锁机构刚度 k 较大时，增大 β 对抽壳阻力减小有利；当 k 值较小时，因弹性间隙 Δ_t 大，膛压上升阶段弹壳后移量就大，若 β 值大时，弹壳切向膨胀量亦大，这将使弹性恢复过程弹壳与弹膛的紧缩量增大，从而导致抽壳阻力增加。由此说明，增大闭锁机构刚度，对改善抽壳条件也是有利的。

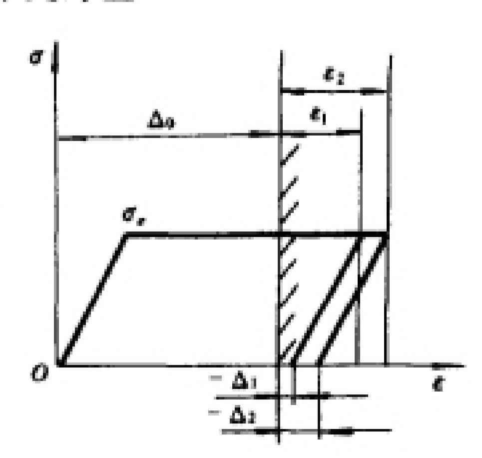


图 4－1 最大膛压时壳膛应力－应变关系

5. 开锁时机对 Φ 的影响

开锁时机的早晚对抽壳阻力有很大影响。因为开锁早时膛内压力 p 高，由式(2－19)可以看出：当 p 值大时，壳膛压力 p_1 也大；当 p 值小时，p_1 值也小。由式(4－2)看出：当 p_1 大时 Φ 大，p_1 小时 Φ 亦小。

综上所述，开锁早抽壳阻力大，开锁晚则抽壳阻力小。因此，设计时应尽量延迟开锁，以便改善抽壳条件。

6. E_1 和壳膛温度对 Φ 的影响

实践证明，铜弹壳较钢弹壳的抽壳阻力小，这是因为铜弹壳的弹性模量较钢弹壳小的缘故。但是，因为铜的价格大大高于钢，目前自动武器弹药普遍采用钢弹壳，所以再讨论 E_1 对 Φ 的影响已没有多大必要了。

关于壳膛温度对抽壳阻力 Φ 的影响，在本节抽壳阻力的形成部分已作了分析，此处不详述。结论是壳膛温度高，对抽壳不利。

二、减小抽壳阻力的措施

一般来说，针对影响抽壳阻力的因素采取相应对策，可达到减小抽壳阻力的目的。对自动武器设计者而言，主要应在武器方面采取减小抽壳阻力的措施，例如：

1. 增大闭锁机构刚度

采用闭锁支撑面靠近枪管尾端的闭锁机构，如回转式、滚柱式、短闭锁片式和卡铁偏转式等，可以减小弹性间隙 Δ_t，从而减小弹壳恢复过程的楔紧，以利降低抽壳阻力。

2. 弹膛开纵槽

对要求理论射速高的大威力自动武器，可通过弹膛开纵槽来减小壳膛压力和接触面积，以利改善抽壳条件。

3. 控制开锁时机

对理论射速要求不高的自动武器，应尽量延迟开锁，这是减小抽壳阻力的有效途径。

4. 采用预抽壳闭锁机构

对于有锥度弹壳，其抽壳阻力的最大值在开始抽壳瞬间，若在开锁过程中使弹壳向后有一

定位移产生，即可大大减小抽壳时所承受抽壳阻力。闭锁支撑面有螺旋倾角的回转式闭锁机构即具有预抽壳的功能。

5. 减小壳膛接触面摩擦系数

除在弹壳表面复铜、涂漆之外，在弹膛表面镀铬、渗硫或硫氮共渗等都可达到提高接触面耐磨性并降低摩擦系数的目的。

(1) 弹膛镀铬。弹膛镀铬是自动武器的常规工艺，其目的主要是提高弹膛内表面的耐磨损性和抗烧蚀性。关于减小抽壳阻力的作用，主要是通过减小壳膛接触面摩擦系数 f 来达此目的。

(2) 弹膛表面渗硫。枪管都进行调质热处理，如果在调质过程中同时进行渗硫（温度在570℃左右），叫作高温渗硫或调质加表面润滑化处理。如果在弹膛局部淬火低温回火（约190℃）时进行渗硫，叫作低温渗硫或表面硬化加表面润滑化。前者主要是减小摩擦系数，后者既可提高耐磨性又可减小摩擦系数。

另外，在渗氮过程中同时渗硫叫硫氮共渗，同样可提高耐磨性和减小摩擦系数。

§4.2 退壳机构的结构分析

本节主要介绍退壳机构的结构类型、各类退壳机构的结构特点、工作原理及设计时的选择等内容。

4.2.1 退壳机构的结构类型

退壳机构随开锁后枪机运动方向和进弹方式的不同，其结构形式有多种多样。为了讨论问题方便，下面按退壳方式将其分为顶壳式、挤壳式、甩壳式和打壳式四类。详细分类情况及典型枪例如表 4－1 所示。

表 4－1 退壳机构的结构类型

<table>
<tr><th colspan="4">类型</th><th>典型枪例</th></tr>
<tr><td rowspan="10">顶壳式</td><td rowspan="4">抽壳机构</td><td colspan="2">弹性抽壳钩</td><td>德希买司 40 式冲锋枪（图 4－2）</td></tr>
<tr><td colspan="2">回转抽壳钩</td><td>美 M_{16} 自动步枪（图 4－3）</td></tr>
<tr><td colspan="2">平移抽壳钩</td><td>50 式冲锋枪（图 4－4）</td></tr>
<tr><td colspan="2">偏转抽壳钩</td><td>美 M_{60} 通用机枪（图 4－5）</td></tr>
<tr><td rowspan="6">抛壳机构</td><td rowspan="4">刚性抛壳挺</td><td>固定式</td><td>56 式冲锋枪（图 4－6）</td></tr>
<tr><td>折叠式</td><td>53 式轻机枪（图 4－7）</td></tr>
<tr><td>撞杆式</td><td>54 式 12 7 高射机枪（图 4－8）</td></tr>
<tr><td>杠杆式</td><td>德 G_3 自动步枪（图 4－9）</td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="2">弹性抛壳挺</td><td>美 M_{14} 自动步枪（图 4－10）</td></tr>
<tr><td>德 MG_{42} 通用机枪（图 4－11）</td></tr>
<tr><td rowspan="3">挤壳式</td><td>抽壳</td><td colspan="2">刚性抽壳钩</td><td>56 式 14 5 高射机枪（图 4－12）</td></tr>
<tr><td rowspan="2">抛壳</td><td colspan="2">压弹挤壳</td><td>56 式 14 5 高射机枪（图 4－12）</td></tr>
<tr><td colspan="2">取弹挤壳</td><td>德马克沁重机枪（图 4－13）</td></tr>
<tr><td colspan="2">甩壳式</td><td colspan="2">推弹除壳器</td><td>59 式 12 7 航空机枪（图 4－14）</td></tr>
<tr><td colspan="2">打壳式</td><td colspan="2">打壳杠杆</td><td>日九九式轻机枪（图 4－15）</td></tr>
</table>

4.2.2 各类退壳机构的特点分析与选择

一、顶壳式

对于开锁后枪机沿枪身轴线作纵向运动的自动武器，退壳机构由抽壳机构和抛壳机构两部分组成。开锁后枪机与拉壳钩一同后坐并把弹壳从膛内抽出，当随枪机以一定速度向后运动的弹壳（或枪弹）前端脱离弹膛之后，由于受到拉壳钩对面位置的抛壳挺顶撞产生的动力偶作用，弹壳将被抛出武器之外，这种退壳机构称为顶壳式。现代步兵自动武器大都采用这种类型的退壳机构。

1. 抽壳机构

抽壳机构的作用是把击发过的弹壳或处于待发位置的枪弹从膛内可靠地抽出。为此，要求抽壳钩齿在推弹进膛后能顺利地跳过弹壳底缘，并以一定抱弹力将弹壳抱住。抽壳时能可靠地将弹壳从膛内抽出，而又不会滑脱。抛壳时弹壳能绕钩齿回转，并朝一定方向将弹壳抛出。按照抓壳时抽壳钩的运动方式和抱壳力的能量提供方式的不同，抽壳机构又分为弹性抽壳钩、回转抽壳钩、平移抽壳钩和偏转抽壳钩四种，下面分别进行分析。

(1) 弹性抽壳钩。这种抽壳钩的抱壳力是靠抽壳的钩体在抓壳时产生的弹性弯曲提供的，典型枪例如德希买斯 40 冲锋枪的抽壳钩（图 4－2）。

弹性抽壳钩的优点是结构简单，缺点是寿命不高。因此，现代自动武器采用较少。

(2) 回转抽壳钩。这种抽壳机构由抽壳钩、抽壳钩簧及抽壳钩轴三部分组成，如图 4－3 所示。

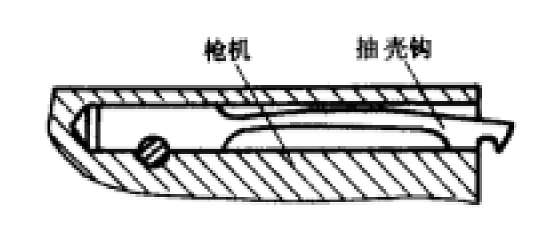


图 4－2 德希买斯 40 冲锋枪抽壳钩

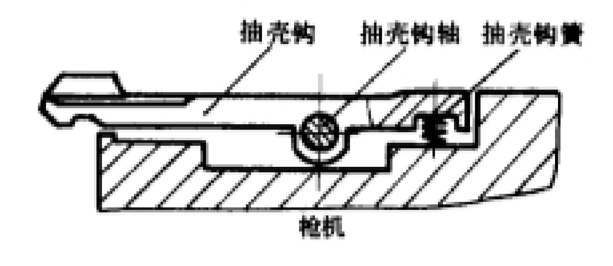


图 4－3 美 M16 自动步枪抽壳钩

抓壳与抱壳时抽壳钩绕其轴回转；抱壳力由抽壳钩簧提供，其值取决于抽壳钩轴至簧力作用线的距离与弹簧力的乘积同抽壳钩轴至钩齿槽距离之比；抽壳阻力由抽壳钩轴承受，这对钩轴强度要求较高。

回转式抽壳钩的优点是结构简单，运动灵活；缺点是抓壳与抽壳时抽壳钩轴直接承受冲击载荷作用，对抽壳机构强度不利。这种抽壳机构在自动武器中应用较多，如 53 式轻机枪、56 式冲锋枪、57 式重机枪和美 M14 自动步枪等。

(3) 平移式抽壳钩。这种抽壳钩的抓壳和抱壳动作是通过抽壳钩后部凸棱沿枪机相应凹槽的平移运动来完成的。按钩齿运动方向的不同，分为垂直式和倾斜式两种，如图 4－4 所示。

平移式抽壳钩簧可以采用片弹簧（图 4－4*a*），也可采用螺旋压缩弹簧（图 4－4*b*）。这种抽壳机构的优点是抽壳阻力由具有较大断面尺寸的凸棱凹槽承受，因而强度好、寿命高；缺点是抓壳时钩齿运动欠灵活。

(4) 偏转式抽壳钩。这种抽壳钩在抓壳与抱壳时能绕瞬时中心偏转，抽壳时抽壳阻力由枪机凹槽的前斜面承受，强度好。典型机构如图 4－5 所示。

偏转式抽壳钩的优点是强度好、寿命高、运动较平移式灵活，因而现代自动武器采用的较

多。

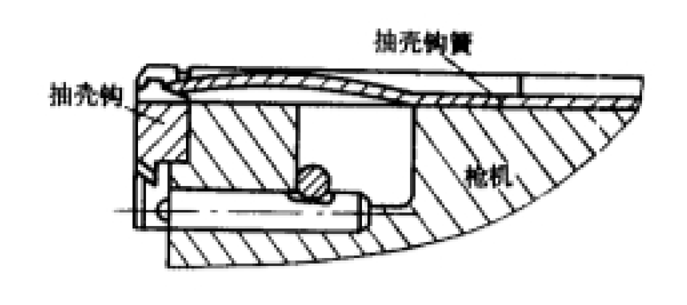
2. 抛壳机构

在顶壳式退壳机构中，按抛壳动作有无弹簧缓冲，又把抛壳机构分为刚性抛壳挺与弹性抛壳挺两类。

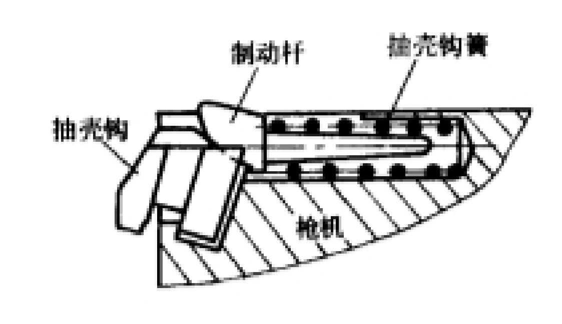
(1) 刚性抛壳挺。以抛壳挺与弹壳直接相撞进行抛壳的抛壳机构叫刚性抛壳挺，典型结构有如下四种：

(*a*) 固定式：这种抛壳挺常与机匣导轨连为一体，需在枪机上开出抛壳挺纵向让位通槽。当枪机后坐至弹壳底平面与抛壳挺相撞时，即产生抛壳力矩将弹壳抛出。因抛壳挺对弹壳的撞击速度高(撞击速度等于枪机后坐速度)，所以能可靠而有力地把弹壳从抛壳窗抛出武器之外，应用实例如图 4－6 所示的 56 式冲锋枪的抛壳挺。

固定式抛壳挺的优点是结构简单，抛壳可靠而有力；缺点是需在枪机上开通槽。



(*a*)



(*b*)

图 4－4 平移式抽壳钩

(*a*) 50 式冲锋枪；(*b*) 捷 ZB－26 轻机枪

(*b*) 折叠式：为了克服固定式抛壳挺需在枪机上开纵向让位通槽的缺点(有的是从枪机强度考虑，有的从结构安排需要出发)，有的武器把抛壳挺做成折叠式，典型结构如图 4－7 所示的 53 式轻机枪抛壳挺。

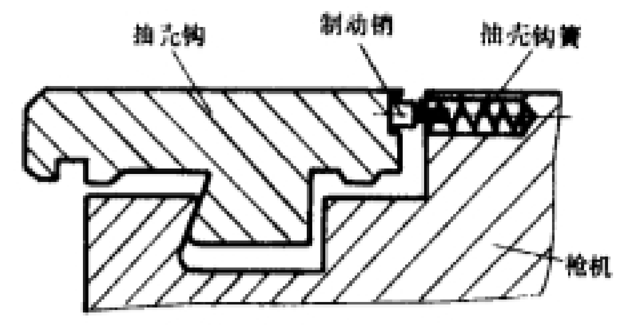


图 4－5 美 M60 通用机枪的偏转式抽壳钩

这种抛壳挺保留了固定式抛壳挺抛壳有力的优点，而避免了其枪机开纵向通槽的缺点，只需在枪机前部开一段斜槽即可，因而有利于枪机强度的提高和结构的合理布置。但是，这种抛壳挺需用轴将其与机匣连接，需要专门安装抛壳挺簧以使其与枪机紧贴，因而结构较固定式复杂。

(*c*) 撞杆式：撞杆式抛壳挺装在枪机前部的斜孔内，用小销将其栓住。为使抛壳挺能撞击弹壳底平面，需在其上铣出一段让位槽。典型结构如图 4－8 所示的 54 式 12.7 高射机枪退壳挺。

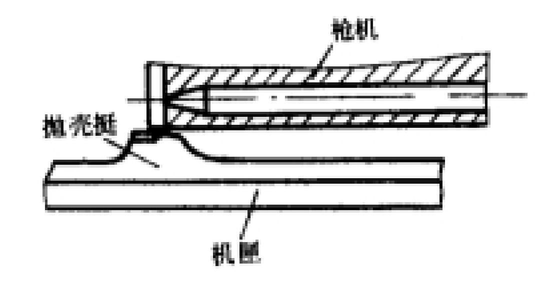


图 4－6 56 式冲锋枪的固定式抛壳挺

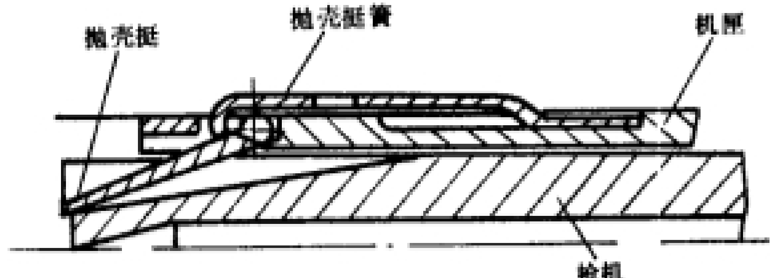


图 4－7 53 式轻机枪的折叠式抛壳挺

这种抛壳挺的抛壳动作是：枪机推壳进膛闭锁之后，弹壳底平面将抛壳挺压出，其后端突出在枪机上平面之外，在机匣上开出相应让位槽；当枪机后坐到抛壳位置时，撞杆式抛壳挺被机匣斜面压回到枪机内，与此同时即给弹壳以一定回转力矩，并将弹壳抛出武器之外。

撞杆式抛壳挺结构简单，并克服了前两种抛壳挺的缺点，保留了它们的优点，是一种较好

的抛壳机构。

(*d*) 杠杆式:这种抛壳挺做成双臂杠杆形,中部为轴,固定在发射机座上;在枪机前部开一斜槽。当枪机后坐到抛壳位置时,枪机后部压抛壳挺后臂使其前端进入枪机斜槽内,随后撞击弹壳底平面产生抛壳力矩将弹壳抛出武器之外。

杠杆式抛壳挺结构简单,动作可靠,但尺寸较大。典型结构如图 4-9 所示的德 G3 自动步枪的抛壳机构。

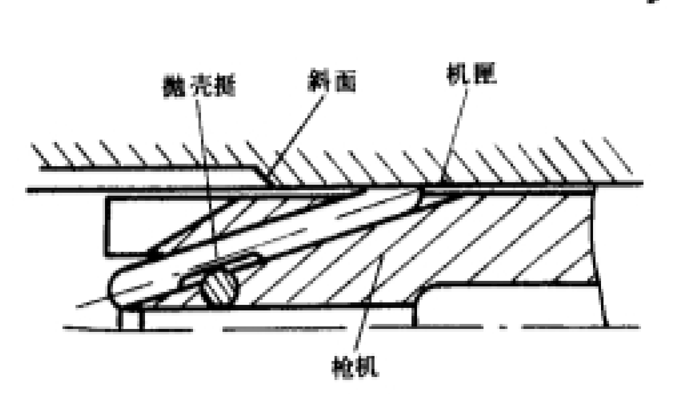


图 4-8 54 式 12.7 高射机枪撞杆式抛壳挺

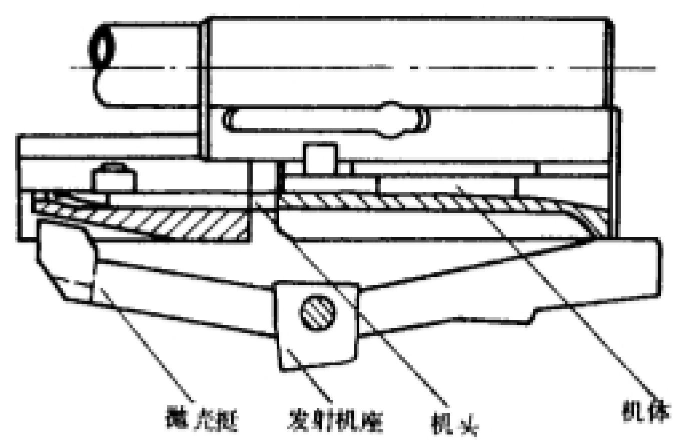


图 4-9 德 G3 自动步枪的杠杆式抛壳机构

(2) 弹性抛壳挺 利用弹簧力推动抛壳挺将弹壳抛出武器之外的抛壳机构叫做弹性抛壳挺。按所用弹簧的不同,又分为抛壳挺簧式和缓冲簧式两种。

(*a*) 抛壳挺簧式:这种抛壳机构由抛壳挺、抛壳挺簧及销三个零件组成。典型结构如图 4-10 所示的美 M14 自动步枪的弹性抛壳挺。

工作原理:在枪机推弹进膛的过程中,弹壳底平面将抛壳挺压入枪机上的抛壳挺孔内,此时抛壳挺簧被压缩。由于受到抛壳挺簧力作用,抛壳挺紧紧顶在弹壳底面上。接触点作用力与其作用线至抽壳钩齿之间距离的乘积即为抛壳力矩,抛壳前此力矩始终存在。弹壳出膛前因受到弹膛内表面的约束,只有回转趋势。当弹壳全长被抽出弹膛时,因约束被去除,弹壳将在抛壳力矩作用下被抛出武器之外。

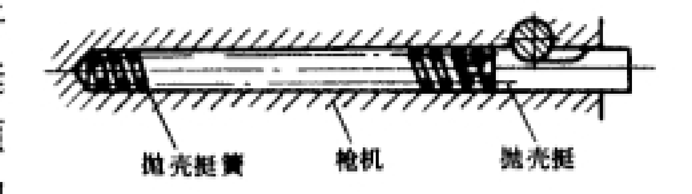


图 4-10 美 M14 自动步枪的弹性抛壳挺

挺簧式弹性抛壳挺的优点是抛壳时无撞击,挺簧孔较易加工。缺点是壳膛径向间隙、枪机与机匣侧向间隙及枪机后坐速度等都对抛壳可靠性有较大影响;抛壳挺簧力因受枪机结构位置限制不能太大,因而抛壳能量有限。

(*b*) 缓冲簧式:这种抛壳挺在枪机上的安装结构与撞杆式刚性抛壳挺类似,所不同的是抛壳时这种抛壳挺尾端撞在枪机缓冲簧上,从而缓冲了抛壳时武器的振动。典型结构如图 4-11 所示的德 MG-42 通用机枪的弹性抛壳机构。

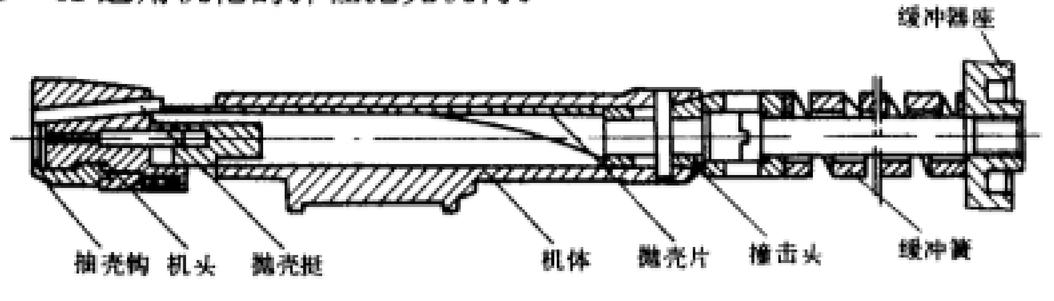


图 4-11 德 MG-42 通用机枪的弹性抛壳机构

缓冲簧式弹性抛壳挺的优点是能缓冲抛壳撞击;缺点是结构尺寸较大。

二、挤壳式

挤壳式退壳机构由双钩式固定抽壳钩和挤壳机构组成。按挤壳方式的不同，分为压弹挤壳和取弹挤壳两种。

1. 压弹挤壳

(1) 抽壳机构。在机头前端按枪弹底缘尺寸加工出双钩式固定抽壳钩槽，使弹壳能沿槽上下运动。典型结构如图 4－12 所示的 56 式 14.5 高射机枪抽壳钩。

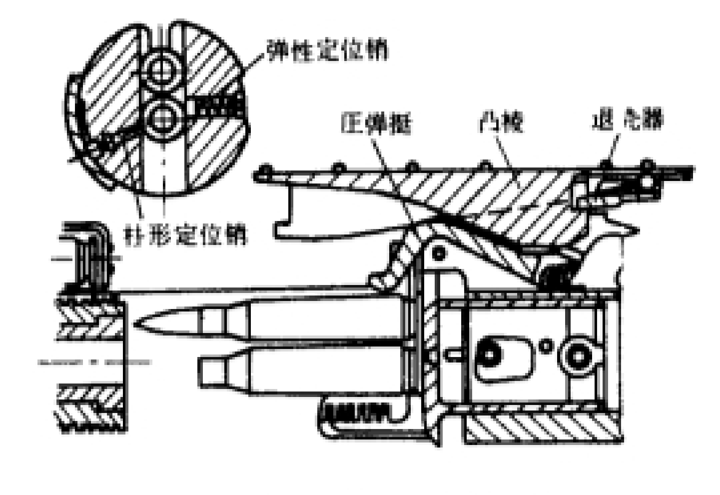


图 4－12　56 式 14.5 高射机构的退壳机构

这种抽壳机构的优点是结构简单、加工容易；缺点是只能用在双程进弹的自动武器中，因为枪弹只能在进弹过程由抽壳钩槽的上方挤入，而不能在推弹进膛过程中抓取。

(2) 挤壳机构。对图 4－12 所示的退壳机构而言，其退壳过程是与进弹过程同步进行的。在机体带动机头后坐过程中，抽壳钩一面向后抽壳；压弹挺在凸棱作用下一面将枪弹从取弹器中压入抽壳钩槽中。当枪弹被压到与弹壳接触时，弹壳已全部脱离弹膛，机头上的柱形定位销与机匣上的让位槽相对；此后，随着枪弹被压下移，将压弹壳下移，挤出柱形定位销，直至把弹壳挤出机头，定位销因为受机匣斜面作用被挤入抽壳钩槽中，并将枪弹定位。

2. 取弹挤壳

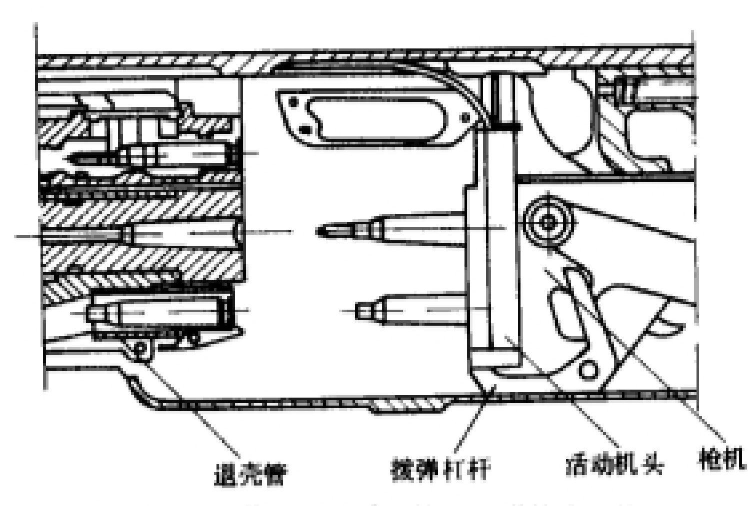


图 4－13　德马克沁重机枪的取弹挤壳机构

取弹挤壳式退壳机构用于双程进弹的自动武器中，应用枪例如德马克重沁机枪，结构见图 4－13 所示。该枪机头可沿机体前端导轨上下往复运动，机头上有双钩式固定抽壳钩槽。在机体带动机头后坐过程中，活动机头抓取枪弹，并在机匣盖上的片弹簧作用下带弹向下运动，同时将击发过的弹壳从膛内抽出。枪机后坐到位时，枪弹对准弹膛，弹壳对准退壳管。复进过程中枪弹进入弹膛，弹壳进入退壳管。当枪机快复进到位时，由于枪机连杆转动压拨机杠杆回转将机头拨动上移。在机头向上抓取新弹过程中，前发弹壳即留在退壳管中，直至被另一发弹壳顶出武器之外。此后又重复前述过程。

这种退壳机构的优点是退壳可靠、无撞击，缺点是结构复杂。

三、甩壳式

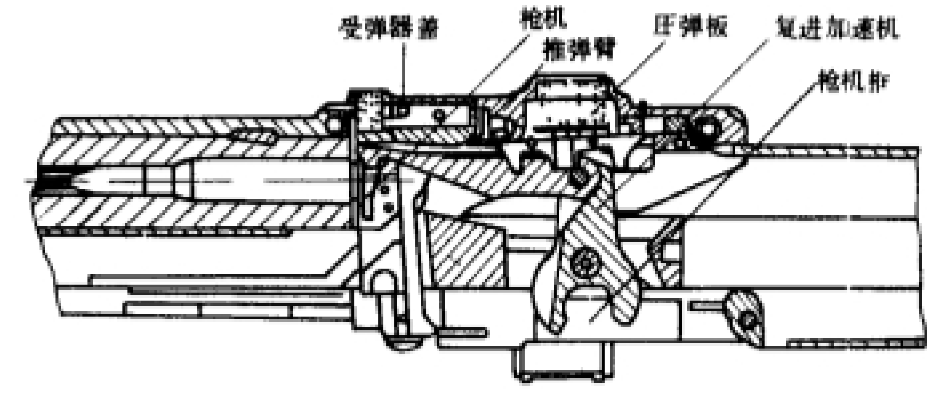


图 4－14　59 式 12.7 航空机枪的推弹甩壳机构

甩壳式退壳机构用于枪机横动闭锁的自动武器中。枪机横动闭锁，不能象枪机纵动式武器那样靠枪机推弹和抽壳，只能设置专门的推弹甩壳机构完成推弹进膛与退壳工作。图 4－14 所示为 59 式 12.7 航空机枪的推弹甩壳机构工作原理。该枪自动方

式为导气式，闭锁方式为枪机横动式，推弹甩壳机构兼负推弹和退壳两顶任务。

枪机框后坐时，推弹甩壳臂将弹壳从膛内拔出；枪机复进时，推弹甩壳臂又将枪弹推送进膛，并抓住弹壳底缘。

这种推弹甩壳机构复进过程与加速机构联动，有利于理论射速的提高；缺点是武器横向尺寸较大。

四、打壳式

图 4－15 所示为日九九式轻机枪的打壳式退壳机构，由抽壳钩和打壳杠杆两部分组成。

打壳杠杆用销安装在机匣上，当枪机抽壳至抛壳位置时，其后部上斜面与打壳杠杆后臂作用使打壳杠杆绕轴回转，前部打击弹壳并将弹壳抛出武器之外。

这种退壳机构的优点是抛壳时抽壳的受力小，缺点是打壳杠杆尺寸大。

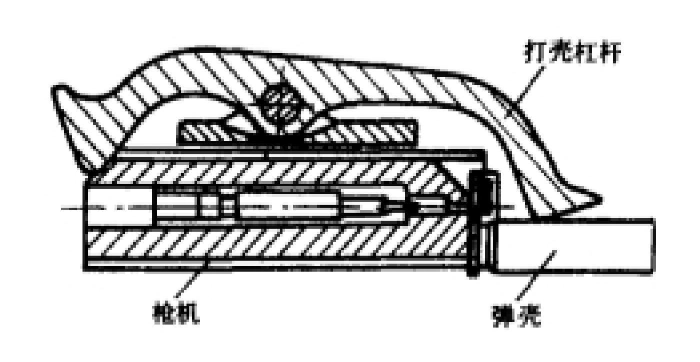


图 4－15 日九九式轻机枪的打壳式机构

五、设计时退壳方式的选择

在分析、比较各类退壳机构的结构形式和优缺点的基础上，根据所设计武器的闭锁方式、进弹机构类型，即可对退壳机构作出选择。

(1) 对枪机作纵向运动的单程进弹的自动武器，应优先选择顶壳式退壳机构。其中，抽壳机构应先选偏转抽壳钩，因为这种抽壳机构运动灵活、可靠，能承受较大抽壳阻力作用；其次对抽壳阻力较小的武器，也可选择回转式抽壳钩。对于抛壳机构，应优先选用刚性抛壳机构中的撞杆式，其次为固定式。

(2) 对双程进弹的枪机纵动式自动武器，可酌情选用压弹挤壳式退壳机构。

(3) 对枪机横动式自动武器，可选用推弹甩壳式退壳机构。

§4.3　退壳机构设计

现代步兵自动武器大都采用单程进弹的枪机纵向运动式，退壳机构多数采用顶壳式，打壳式因尺寸较大，很少被采用。枪机横动式只在航空自动武器和自动炮中被采用。挤壳式只适用于双程进弹武器，因其退壳与供弹密切相关，主要应在供弹机构设计中解决。为此，下面着重讨论顶壳式退壳机构的抽壳和抛壳机构设计。

4.3.1　抽壳机构设计

一、抽壳机构的受力分析

抽壳机构在工作时需要完成抓壳、抱壳和抽壳等动作，要求抓壳容易、抱壳有力、抽壳可靠。为了给结构与强度设计提供必要数据，首先应对抽壳机构进行受力分析。下面以常用的回转式抽壳机构和偏转式抽壳机构为例分别介绍。

1. 回转式抽壳机构

以 56 式冲锋枪的抽壳机构为例。

(1) 抓壳。枪机推弹进膛到位后，抽壳钩前端斜面与弹壳底缘相遇，并产生张开力 R，此力过作用点垂直于抽壳钩前斜面；设 R 力作用线至抽壳钩轴的距离为 b，则 Rb 为使抽壳钩张开的张开力矩。设抽壳钩簧力为 P，P 力作用线至抽壳钩轴的距离为 a，则 Pa 为阻止抽壳钩张开的阻力矩。抓壳过程中抽壳钩对其轴产生支反力 N。这一过程受力分析如图 4－16 所示(未画摩擦分力)。

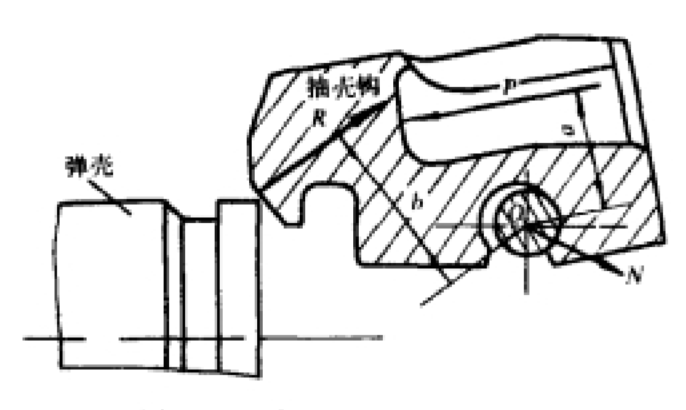


图 4－16　抓壳过程的受力分析

当 R、P、N 三力呈平衡状态时，对抽壳钩轴 0 点取矩，得

$$Rb = Pa \tag{4-6}$$

随着枪机继续向前运动，张开力 R 将加大。当张开力矩 Rb 大于阻力矩 Pa 时，抽壳钩张开并跳过弹壳底缘，此时 R 力消失，而后在 Pa 力矩作用下，抽壳钩齿反时针回转卡入弹壳底缘槽中。力矩不等式：$Rb>Pa$，称为张开条件。

通过上述分析，可以得出如下结论：① 为了使抽壳钩张开容易，在阻力矩 Pa 一定条件下，应将抽壳钩轴向后移动，这样可使力臂 b 增大；② 在 Pa 与抽壳钩轴位置一定时，减小抽壳钩前斜面倾角 α，也可使力臂 b 增大。

(2) 抱壳与抽壳。图 4－17 所示为抽壳过程的受力分析。

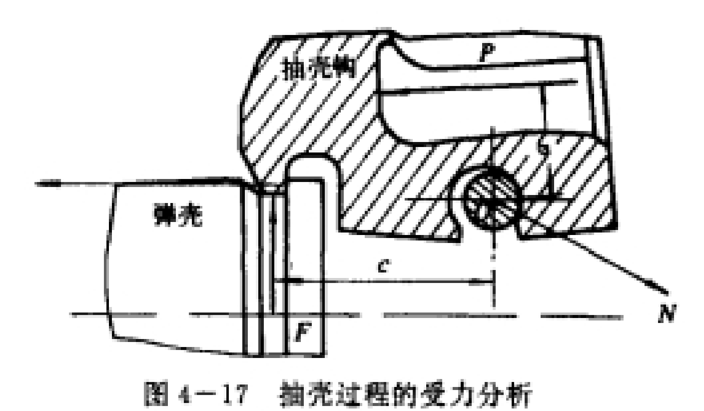


图 4－17　抽壳过程的受力分析

图中，Φ 为抽壳阻力，其作用线至抽壳钩轴中心的距离为 d；F 为与抱壳力等价的支反力，其作用线至抽壳钩轴中心 O 的距离为 c；N 为抽壳钩轴的支反力。

抽壳前，抽壳阻力 Φ 等于零，此时抱壳力为

$$F = \frac{Pa}{c} \tag{4-7}$$

抽壳时，抽壳钩齿上有抽壳阻力 Φ 产生，此时抱壳力为

$$F = \frac{Pa + \Phi d}{c} \tag{4-8}$$

抽壳时，为了抱壳可靠，应增大抱壳力矩 Fc。但是，Pa 对抓壳为阻力矩，若增大 Pa 将使抓壳时抽壳钩张开困难。因此，在设计抽壳机构时应当：① 使抽壳阻力 Φ 的作用线位于抽壳钩轴外侧，即远离枪机轴线，以便使力臂 d 增大(注意：不能通过增大 Φ 来使抱壳力矩增大，因为 Φ 大会使抽壳困难，对抽壳机构强度不利)。由式(4－8)看出：当 Φ 作用线通过抽壳钩轴中心时，$\Phi d=0$；当 Φ 作用线在抽壳钩轴中心内侧，即位于抽壳钩轴与枪机轴线之间时，抱壳力 F 为

$$F = \frac{Pa - \Phi d}{c} \tag{4-9}$$

这对增大抱壳力不利，抽壳时钩齿容易从弹壳槽中滑出。② 在结构允许情况下，尽量使抽壳钩簧力作用线远离枪机轴线，并将抽壳钩轴向后移动。这样，既增加了抱壳力矩，又不使张开阻力矩有过分增加。

2. 偏转式轴壳机构

以 56 式半自动步轮的抽壳机构为例：

(1) 抓壳。图 4－18 为枪机复进到位时，抽壳钩前斜面与弹壳底缘相遇时的受力分析(未画摩擦分力)。

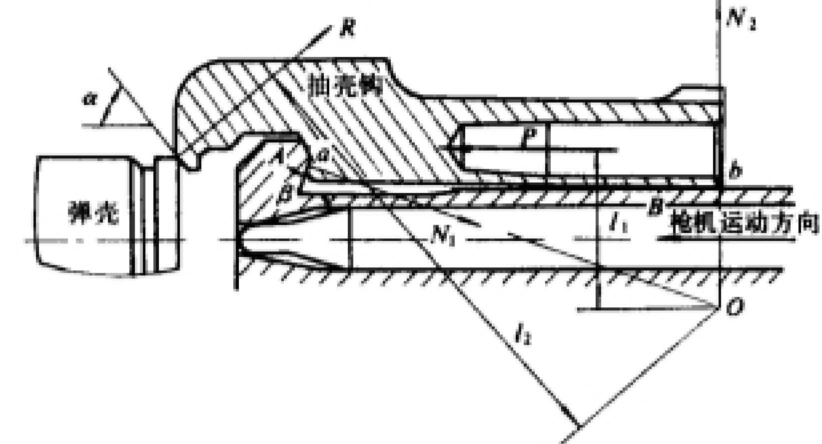


图 4－18　偏转式抽壳钩抓壳过程受力分析

当抽壳钩前斜面(倾角 α)与弹壳底缘相碰时，使抽壳钩产生张开力 R。在钩齿张开过程中，抽壳钩后斜面(倾角 β)沿枪机抽壳钩槽的前斜面 A 滑动，在接触点 a 产生支反力 N_1；抽壳钩尾端 b 点沿枪机 B 平面滑动，在接触点 b 产生支反力 N_2。延长 N_1 作用线使其与 N_2 作用线的反向延长线交于 O 点，则 O 点即为抽壳钩张开过程的瞬时回转中心。

设抽壳钩簧力 P 的作用线与 O 点的距离为 l_1，张开力 R 作用线与 O 的距离为 l_2。当 R、P、N_1、N_2 四力呈平衡状态时，将各力对 O 点取矩，得

$$Rl_2 = Pl_1 \tag{4-10}$$

随着枪机继续向前运动，张开力 R 将增大。当张开力矩 Rl_2 大于阻力矩 Pl_1 时($Rl_2 > Pl_1$ 称为抽壳钩张开条件)，抽壳钩张开并跳过弹壳底缘，此时 R 力消失，而后在 Pl_1 力矩作用下，抽壳钩反时针回转使钩齿卡入弹壳底缘槽中。这样，抓壳动作即告完成。

由图 4－18 可以看出：减小 α 与 β 角、增长抽壳钩纵向尺寸，都可使张开力矩增大，从而使抽壳钩更易张开。一般情况下，偏转式抽壳钩的张开力臂 l_2 大于回转式抽壳钩的张开力臂 b，所以前者较后者张开容易。

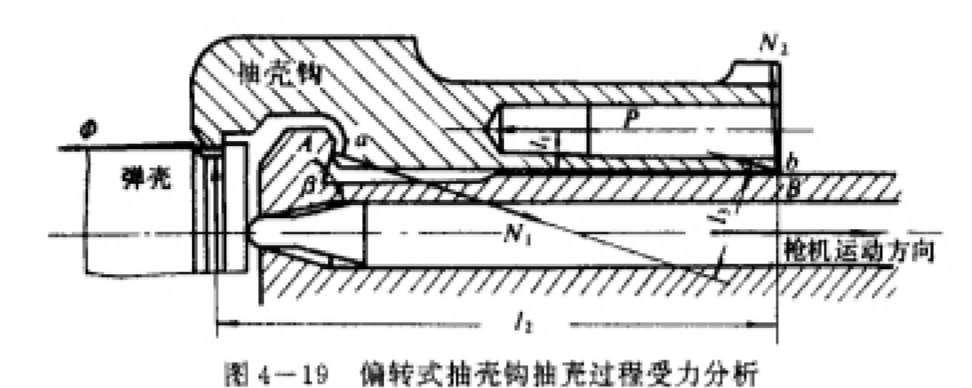


图 4－19　偏转式抽壳钩抽壳过程受力分析

(2) 抱壳与抽壳。图 4－19 为偏转式抽壳钩在抽壳过程的受力分析。b 点为抽壳钩在抽壳过程的回转点。设 P 力作用线至 b 点的距离为 l_1、抱壳力的反力 F 的作用线至 b 的距离为 l_2、支反力 N_1 的作用线至 b 的距离为 l_3，抽壳阻力 Φ 的作用线至 b 的距离为 l_4。

在抽壳前，$\Phi=0$，将图 4－19 中各力对 b 点取矩，得

$$Fl_2 = Pl_1 + N_1 l_3 \tag{4-11}$$

取各力的水平投影，得

$$N_1 \sin\beta - P = 0$$

由此得

$$N_1 = \frac{P}{\sin\beta}$$

将此值代入式(4－11)，得

$$F = \frac{P(l_1 + l_3/\sin\beta)}{l_2} \tag{4-12}$$

式(4－12)为抽壳前或抽壳阻力消失后，抽壳钩对弹壳的抱壳力表达式。

关于抽壳阻力 Φ 的作用线位置对抱壳力的影响，偏转式抽壳钩也与回转式抽壳钩有类似的规律。即

当抽壳阻力 Φ 的作用线在 b 的外侧，且 $\Phi>0$ 时，抱壳力 F 为

$$F=\frac{\Phi l_4+P(l_1+l_3/\sin\beta)}{l_2} \tag{4-13}$$

当 Φ 作用线通过 b 点时，F 力的表达式即为式(4－12)。

当 Φ 作用线在 b 点的内侧时，抱壳力 F 的表达式为

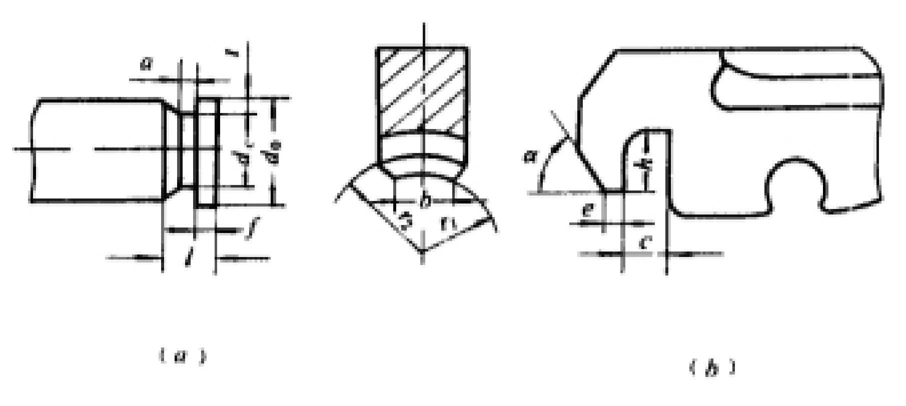
$$F=\frac{P(l_1+l_3/\sin\beta)-\Phi l_4}{l_2} \tag{4-14}$$

通过上述分析可以得到如下结论：① 当抽壳阻力作用线在 b 点外侧时，抱壳力增大，这对可靠抽壳有利；② 减小抽壳钩后斜面倾角 β，可使抱壳力 F 和张开力 R 增加，这对抱壳和抓壳都有利；③ 若减小 l_2 长度，可使 F 力增加，但这会使抽壳钩张开力矩减小，设计时不能采取这一措施。

二、抽壳机构的结构设计

1. 抽壳钩

为了讨论问题方便，图 4－20 中给出了抽壳钩齿和弹壳底缘槽的有关形状及尺寸符号。



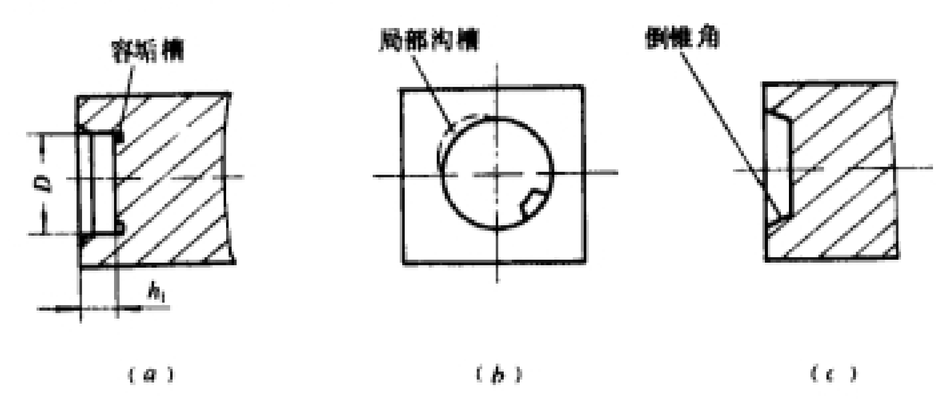
(a)　　(b)

图 4－20　弹壳底缘槽和抽壳钩齿的形状尺寸

(a) 弹壳底缘槽；(b) 抽壳钩齿

(1) 钩齿顶弧半径 r_1、根弧半径 r_2 应略大于弹壳底缘槽半径 $d_c/2$ 和底缘半径 $d_0/2$；钩齿高度 h 应大于弹壳底缘槽深度 t；钩齿厚度 e 应小于弹壳底缘槽宽度 a；抽壳钩槽宽度 c 应大于弹壳底缘厚度 f；只有满足以上要求，才能保证抽壳钩齿顺利地卡入弹壳底缘槽中。

(2) 为了在抓壳时抽壳钩容易张开，要求钩齿前倾角 α 不能太大，其值一般可在 40°～60° 范围内选取，也可参考表 4－2 所列数据选取。



(a)　　(b)　　(c)

图 4－21　几种弹底窝的结构形状

(a)有容垢槽；(b)有局部沟槽；(c)有倒锥角

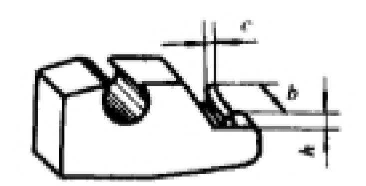
(3) 为了使抛壳动作灵活无卡滞，在钩齿顶弧内侧应倒角，或倒 r；为使抛壳路线一定，钩齿顶弧部应有一定宽度 b，不宜过大过小。

(4) 装配后的抽壳钩最大转角应能使钩齿跳过弹壳底缘，且不能使抽壳钩从枪机钩槽中掉出。

在设计抽壳钩时其它有关尺寸可参考表 4－2 确定。

2. 枪机弹底窝

表 4－2 部分武器拉壳钩的结构数据*





(a)　　　　(b)

(a)回转式拉壳钩　　　　(b)偏转式拉壳钩

武器名称	b/mm	h/mm	c/mm	R_1/mm	R_2/mm	α/°	β/°	γ/°	d/mm	e/mm	f/mm	m_1/g
54 式 7 62 手枪	3 8	1 6	0 3～0 4	平顶	平沟	59	87		6	2 2	5 5	2 1
59 式 9 0 手枪	3 9	1 7	0 5	平顶	平沟	60	85	15	2 75	8	6 5	2 6
54 式 7 62 冲锋枪	5	1 2	0 28～0 4	5	5 9	45	90		2 25	9 5	15 4	
56 式 7 62 冲锋枪	7 2	1 5	0 6～0 75	4 75	6 25	50	90	8 5	4 5	5	7 9	3 9
捷 58 式冲锋枪	7	1 6				50	90	20	3 1	4 5	5.7	3 3
56 式 7 62 半自动步枪	8 3	1 5	0 6～0 75	5	6 5	51	90				7 2	8 6
英 L1A1 半自动步枪	7	2				62	90	18	4 6	5 5	4	5 8
美 M14 半自动步枪	7 8	0 5	0 6～0 1	5 5	6.5	34	90	7 17	2 7	7 2	7 4	4
美 M16 自动步枪	5 5	1 3				50	85	5	2 76	9	18	3 8
西德 G3 自动步枪	9	1 3		6	6	45	90		4 3			4 2
53 式 7 62 轻机枪	7 8	1 5	0 66～0 8	6 25	7 4	45	90	13	6 4	5 45	11	7 8
56 式 7 62 轻机枪	5 9	1 3	0 5～0 65	5 7	平底沟	45	90	12 25	5 1	6 2	8 56	
美 M60 通用机枪	9	1 6				50	90	7 17	4 75	3 2		5.3
捷 59 式通用机枪	7 3	1 6				51	90	11 5	4 5	4 3	6 2	7 1
53 式 7 62 重机枪	8 4	1.2	0 7～0 8	6 25	7 4	45	90	8	5	6	11	7
57 式 7 62 重机枪	8 4	1 2	0 7～0 8	6 25	7.4	45	90	8	5	6	11	7
54 式 12 7 高射机枪	16 4	2	1 6	9	11	45	90	18	12 2	5 8	1 8	23

* b——钩齿宽；h——钩齿高；c——钩齿前端厚；R_1——钩齿前端圆弧半径；R_2——钩齿根部圆弧半径；α——钩齿前倾斜角；β——钩齿前底面与前端面之间的角度；γ——拉壳钩的偏转角；d——拉壳钩轴(或支承点)距枪机轴线距离；e——拉壳钩轴(或支承点)距弹簧作用线距离；f——钩齿后平面距拉壳钩轴(或支承点)距离 m_1——拉壳钩质量

为了保证抛壳前抽壳钩抱壳可靠，在枪机前端面常设有容纳弹壳底部的弹底窝。图 4－21 所示为几种弹底窝的结构形状。

(1) 为了使弹壳底缘顺利进入枪机弹底窝，要求弹底窝直径 D 大于弹壳底缘 0.2～0.5mm，并且在弹底窝口部应倒角；为了使弹底窝内有污垢时也能保证一定的弹底间隙，有的武器在弹底窝底平面(也叫镜面)上加工出环形槽(容垢槽)；具体结构如图 4－2(a)所示。

(2) 为了使抱壳可靠，要求枪机弹底窝有一定深度 h_1；为了抛壳灵活，要 $h_1<l$，l 为弹壳底平面至底缘槽前倒角长度(见图 4－20(a)所示)。

(3) 抽壳钩与枪机装配对弹底窝和枪管结构的影响，按图 4－22 所示两种情况作简要说明。

对于图 4－22(a)所示的抽壳钩前端面突出枪机前端面的情况，弹底窝深度 h 只要大于弹壳底缘厚度 f 即可。但是这种结构需在枪管尾端加工抽壳钩让位槽。

对于图 4－22(b)所示的抽壳钩前端面与枪机前端面齐平的情况，不需要在枪管尾端面加工抽壳钩让位槽。但是应使 $h<l$，这里 l 见图 4－20(a)所示。

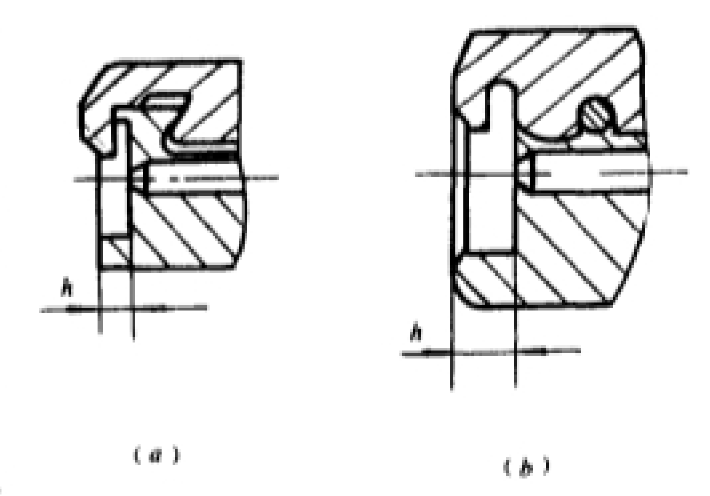


图 4－22　抽壳钩与枪机装配

(a)钩齿突出枪机前端面；(b)钩齿与枪机前端齐平

为了便于设计时参考，表 4－3 中列出几种弹底窝的结构尺寸数据。

表 4－3　几种弹底窝的结构尺寸数据

武　器　名　称	弹底窝直径/mm	弹底窝深度/mm	弹壳底至沟槽上端高度/mm	弹壳底缘直径/mm
59 式 9.0 手枪	10.2	3.4	$3.2^{+0.3}$	$9.95_{-0.12}$
56 式 7.62 冲锋枪	11.5	$2.8^{+0.05}$	$3.2^{+0.3}$	$11.35_{-0.12}$
56 式 7.62 轻机枪	$11.45^{+0.12}$	2.8	$3.2^{+0.3}$	11
53 式 7.62 重机枪	14.6	2.2	$1.63_{-0.13}$	$14.48_{-0.31}$
捷 59 式通用机枪	14.6	1.5	$1.63_{-0.13}$	$14.48_{-0.12}$
54 式 12.7 高射机枪	$22.1^{+0.1}$	5	$6^{+0.3}$	$21.8_{-0.28}$
美 M60 通用机枪	12.2	3.6	$3.65^{+0.3}$	$11.95_{-0.12}$
美 M14 自动步枪	12.2	2.76	$3.65^{+0.3}$	$11.95_{-0.12}$
英 L1A1 自动步枪	12.12	3	$3.65^{+0.3}$	$11.95_{-0.12}$
西德 G3 自动步枪	12.16	3.1	$3.65^{+0.3}$	$11.95_{-0.12}$
美 M16 自动步枪	9.7	3.2	3.1	9.52
捷 58 式冲锋枪	11.5	3.5	—	11.23
德 MG－42 通用机枪	12.1	3.6	3.1	$11.95_{-0.1}$

4.3.2　抛壳机构设计

抛壳机构的动作可靠性对武器的可靠性有很大影响，如果抛壳无力，将会发生卡壳，从而使武器无法连续射击。抛壳方向确定时应考虑是否妨碍射手的战斗操作和安全，同时应与供弹方式、方向一并考虑确定。

一、抛壳方向的确定

1. 供弹机构及射击姿势对抛壳方向的影响

(1) 弹匣在武器下方。这种武器多为手提式抵肩右眼瞄准射击，为了不妨碍瞄准和观察目标的视线，抛壳方向应选在武器右上方。多数武器采用这种抛壳方向。

(2) 弹匣在武器上方。有些武器的弹匣或弹盘装在机匣上方，此时抛壳方向向下。这种供

弹具安装位置影响射手视线，并且在卧姿射击时抛壳不方便。

（3）弹链式供弹武器。这种武器的受弹器安装在机匣上方，其抛壳方向不能向上，只能向下或向左右两侧。对于枪机框位于枪机下方的武器，由于向下抛壳不便，一般抛壳方向安排在侧方。当输弹方向自右向左时，抛壳方向朝左侧，如57式重机枪；当输弹方向自左向右时，则朝右侧抛壳，如美M60通用机枪。这样安排抛壳方向不妨碍弹链箱（盒）的安装，对抛壳可靠有利。这类武器也有向下抛壳的，如56式轻机枪，此时需在枪机框上设计抛壳窗，因其对枪机框强度和尺寸安排带来诸多不便，现已较少采用。对于机头位于机体前方的武器，如56式14.5高射机枪，因其退壳机构为压弹挤壳式，并且机体不妨碍抛壳方向的选择，所以采用向下抛壳。

2. 抛壳挺与抽壳钩的安装位置

抽壳钩安排在抛壳方向的同侧，即向右上方抛壳时，抽壳钩安排在枪机的右上方。抛壳挺安排在抽壳钩的相对面，即向下抛壳时，抽壳钩在枪机下方，抛壳挺安排在弹底窝的上方。图4－23为抽壳钩与抛壳挺安装位置示意图。

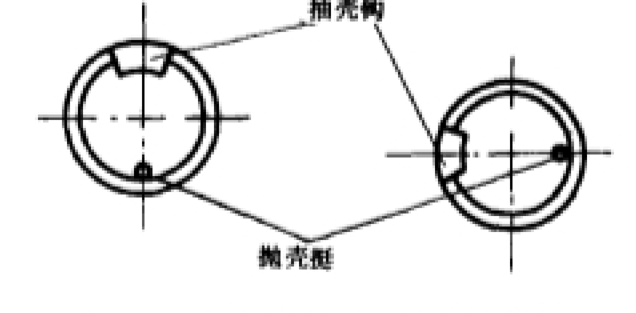


图4－23　抽壳钩与抛壳挺的安装位置

3. 影响抛壳方向的其它因素

枪机后坐速度、抛壳力矩、抽壳钩齿宽、抛壳挺形状等都对抛壳方向有很大影响。因此难以一次用几何分析方法确定，一般应通过实弹射击方可最后确定下来。

二、抛壳窗的位置与尺寸

抛壳窗位置应尽量靠近枪管尾端，具体确定应根据所使用的枪弹尺寸和抛壳方向而定。

抛壳窗的长度一般为枪弹长度的1.1倍左右。

抛壳窗的宽度一般为枪弹最大直径的1.5至2.5倍。

4.3.3　退壳机构强度

退壳机构在工作中承受循环冲击载荷作用，尤其抽壳钩形状复杂、抽壳钩簧受力状态不好，在使用中常发生早期破损。为了保证机构工作的可靠性，在结构设计中应进行强度的分析与设计。

一、抽壳机构的强度设计

1. 抽壳钩

抽壳钩结构形状复杂、断面尺寸变化大，在交变冲击载荷作用下很容易产生应力集中，如回转式抽壳钩的钩齿根部及轴孔处；偏转式抽壳钩的钩齿根部及后斜面根部等处。在结构设计时应在这些容易发生应力集中的部位以圆角过渡；选择强度和韧性好的材料；热处理时注意强度和韧性的合理配合，并进行细粒喷丸表面强化处理，以便去除残余拉应力，增加残余压应力，从而达到减小应力集中、提高疲劳强度的目的。

2. 抽壳过程承力结构的选择与设计

在抽壳过程中，除了钩齿承受抽壳阻力之外，对于回转式抽壳钩，主要是抽壳钩轴；对于偏转式抽壳钩，则主要在后斜面根部；就承载强度而言，后者较者好。在结构设计中应尽量避免用小轴承受较大载荷。

二、抽壳钩簧的强度设计

在自动武器的寿命试验中，除了抽壳钩容易损坏之外，抽壳钩簧也是易损件之一。分析抽壳钩簧损坏的原因，大致表现在下列几方面：

1. 抽壳钩簧在枪机上的安装

抽壳钩簧在枪机上的安装位置对其工作时的受力状态有很大影响。例如：图 4－3 所示的美 M16 自动步枪，该枪抽壳钩簧在工作时只承受压缩载荷作用；而图 4－5 所示的美 M60 通用机枪，其抽壳钩簧在工作时除承受压缩载荷外，还承受剪切和弯曲载荷作用；将上述两枪抽壳钩簧的安装与受力状态相比较，显然 M16 较 M60 要好。实践证明，象 M60 那样的抽壳钩簧安装结构，弹簧最容易在枪机簧孔端面处被划伤、破断。因此，设计时应在簧孔端面处倒角，或改用其它弹簧安装结构。

2. 抽壳钩簧加工质量

抽壳钩簧在枪机上的安装位置有限，为了增加抱壳力，一般采用多股螺旋压缩弹簧（如 56 式冲锋枪的抽壳钩簧）。各股钢丝在并头时应避免出现过烧现象，否则会在并头处最先发生断裂。

抽壳钩簧在工作中承受循环应力作用，簧丝表面锈蚀或划伤都会严重影响其疲劳寿命。因此在弹簧绕制、热处理、装配各工序中，应进行严格检验，对有疵病的弹簧应全部剔除不用。

三、抛壳挺的强度与刚度

抛壳挺在工作中承受冲击载荷作用，设计时应注意提高它的强度、刚度和耐冲击性。

第五章　击发机构设计

§5.1　击发机构的作用、类型和要求

5.1.1　击发机构的一般构造、作用和设计要求

击发机构一般由击针、击锤（或击铁）、击针（锤）簧等零件组成。其中击针是基本零件，它通常装在枪机内，并直接撞击底火。

击发机构的作用：射击时，枪械的击针撞击枪弹的底火如图 5－1(*a*)所示，使底火壳变形，将击针撞击能量的一部分传给击发药，与击砧一起使击发药受到猛烈的挤压而发火，通过传火孔引燃弹壳内的发射药，以发射弹头，如图 5－1(*b*)所示。因此，击发机构可以说是产生机械冲量，并把该机械冲量传给枪弹底火的一种机构。

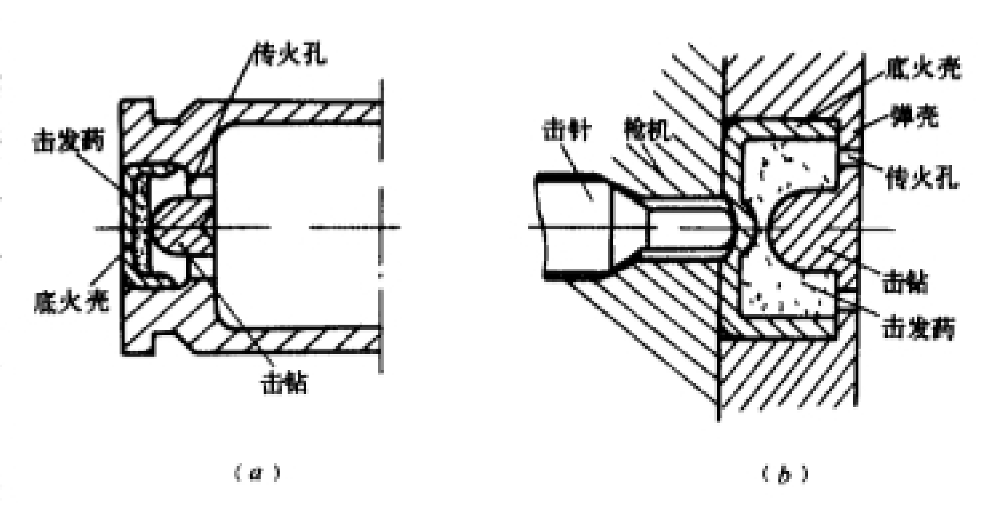


图 5－1　击发机构的工作原理

(*a*)底火在弹壳底部的装配；(*b*)击针撞击底火的情况

在射击中，击发机构常见的故障有，不发火、击穿底火而漏烟、击针断裂、早发火（未完全闭锁就击发）等。击发机构工作的状况不仅影响武器工作的可靠性，还对射击精度产生一定的影响。

根据击发机构的作用和常见的故障，设计击发机构时应满足以下要求：

1．击发作用的可靠性

在各种使用条件下，击发作用要完全可靠，击针应具有足够打燃底火所需的能量，但又不能打穿底火壳，以免火药气体经底火壳而后泄。

2．射击过程的安全性

在枪机推弹的过程中，击针不能因惯性或其它原因自行打燃底火；同时应有保证枪机没有完全闭锁时不能撞击底火的保险装置。

3．工作时间的快速性

要求击发机构工作的延续时间（即由射手扣压扳机到击针撞击底火的时间）要短，以免影响武器的射击精度。尤其对快速运动目标的射击更为重要。

4　结构形状的合理性

击针要有合理的结构形状，具有足够的强度、硬度和韧性，并保证具有一定的寿命。

5. 操作使用的勤务性

一旦击发机构在射击过程中出现故障，应易于排除，击针损坏后应能容易而迅速地更换。

5 1.2 击发机构的类型与结构特点[3]

根据击发机构的结构类型和受力件的运动形式以及所受外力作用的特点和能量来源的不同，可分为击针式和击锤式两大类

一、击针式击发机构及其特点

这种类型的击发机构，击针的能量直接由击针簧或复进簧获得。

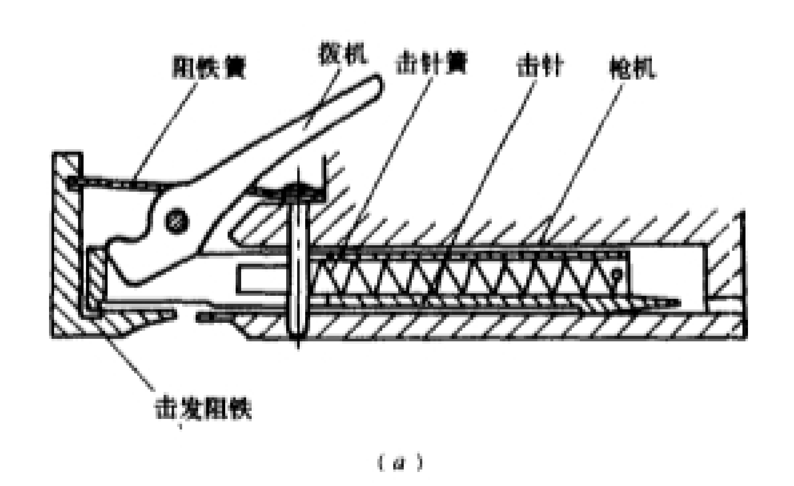
1. 击针簧击针式击发机构

击针所获得的击发能量由击针簧提供。击针成为待发的时机有三种：

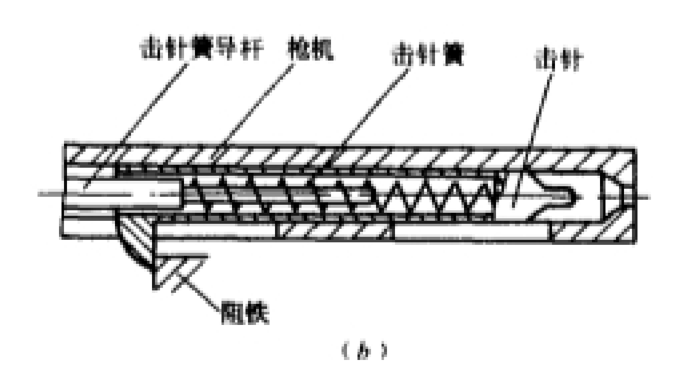
(1) 枪机后坐时击针成为待发，如美7.62mm 勃朗宁重机枪的击发机构，如图5－2(*a*)所示。

(2) 枪机复进时击针成为待发，如日8mm 南部14年式手枪的击发机构，如图5－2(*b*)所示。

(3) 枪机后坐、复进时击针成为待发，如德国1934年式7.62mm 轻机枪的击发机构。当枪管与枪机一同后退，机匣衬铁上定形面迫使机头回转开锁时，机体因受机匣限制不能回转，由于机体和机头上螺旋面的相互作用，在机头回转的同时迫使机体带动击针后退而压缩击针簧；当枪机复进到位，机头闭锁时，击针被击针阻铁上的阻铁头卡住停在后方成为待发状态。闭锁完毕后，击针阻铁被复进的机体抬起而解脱击针，击针在击针簧的作用下前进完成击发。因此枪机在前方位置时，击针永远成击发状态，而枪机在后方位置时，击针则永是待发。



(*a*)



(*b*)

图5－2 击针簧击针式击发机构

(*a*)美 M1919A4 式 0 30 吋勃郎宁重机枪击发机构；

(*b*)日南部14年式 8mm 手枪击发机构

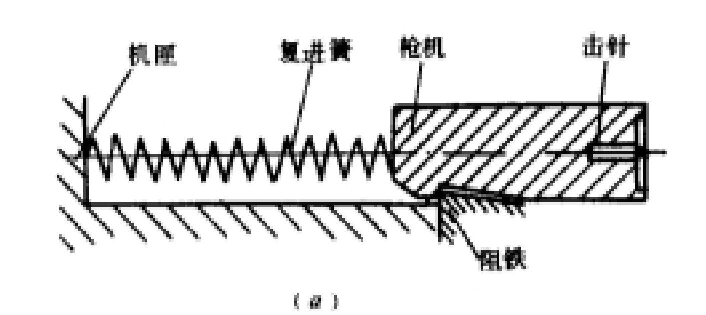
击针簧击针式击发机构的优点为：由解脱击针到撞击底火的时间短，撞击小，对提高射击精度有利，尤其是单发射击和连发射击时首发命中率的提高，效果甚为显著。其缺点为·击针的尺寸大，因而影响枪机的强度和加大了枪机的尺寸。此外，复进时成待发常会影响武器的可靠性；而后坐时成待发在多数闭锁机构中不易实现。此种类型的击发机构，一般结构较复杂。

2. 复进簧击针式击发机构

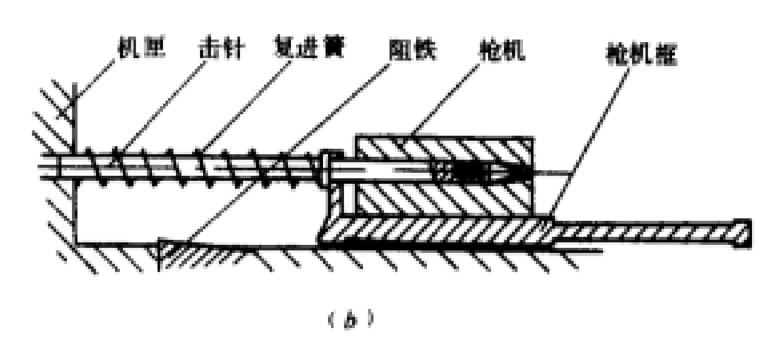
击针所获得的击发能量由复进簧提供。击针的固定形式有二种：

(1) 击针固定在枪机上。击针与枪机连为一体而没有相对运动，1954年式7.62mm 冲锋枪即为此形式，如图5－3(*a*)所示。

(2) 击针为活动形式。击针不固定在枪机上，与机体之间有相对运动，采用这种击发机构的武器不少，如 1956 年式 14.5mm 高射机枪、比 9mm 勃朗宁手枪的击发机构。图 5－3(*b*)所示为 1953 年式 7.62mm 轻机枪的击发机构。



(*a*)



(*b*)

图 5－3 复进簧击针式击发机构

(*a*)1954 年式 7 62mm 冲锋枪击发机构；

(*b*)1953 年式 7 62mm 轻机枪击发机构

复进簧击针式击发机构的特点：复进簧兼作击针簧，枪机、机体或机框又起击针体的作用，闭锁机构通常又是击发机构的保险装置，即只在枪机闭锁确实后，击针才能打击底火。

这种机构常用在枪机停在后方而成待发的连发武器上。其优点为：结构简单，有足够打燃底火的能量，因而作用可靠；成待发状态时，活动机件停在机匣后方，枪管开放，便于自然冷却。其缺点为：第一发射击时从解脱枪机至击发的时间长，对快速运动目标的射击不利；枪机框(或机体)复进到位时击发能量过多，撞击较严重，因而影响首发命中率，以致武器的射击精度比较差。其中固定击针结构最简单，但进弹和退壳时使可能因击针尖的妨碍而变坏。

二、击锤式击发机构及其特点

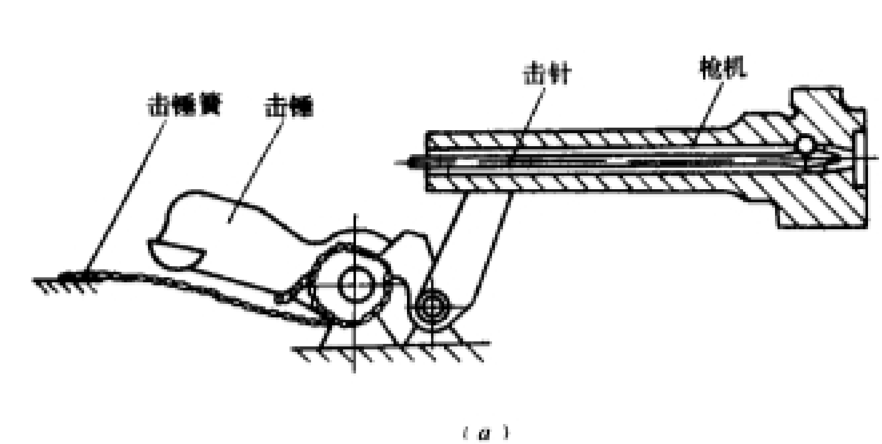
这种类型的击发机构，击针的能量是由击锤的撞击得来，工作能量由击锤簧或复进簧获得。根据击锤的运动方式不同，又可分为击锤回转式和击锤直动式两种。

1. 击锤回转式击发机构

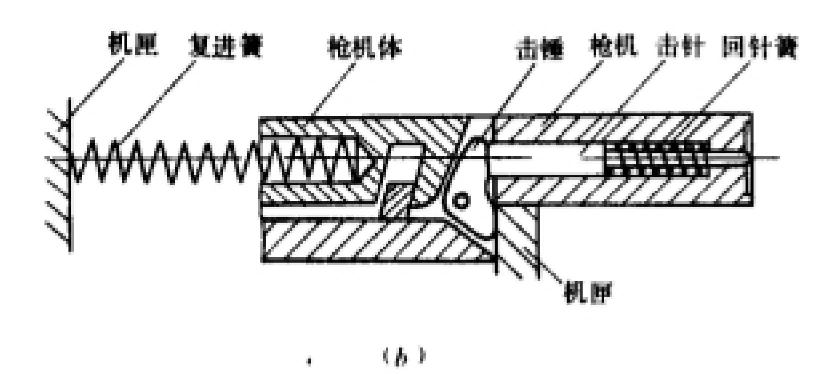
利用击锤的回转运动来打击击针，完成击发动作。根据能量来源不同又可分为：

(1) 用击锤簧为能源工作的击发机构

击锤是在击锤簧的作用下作回转运动以打击击针，完成击发。图 5－4(*a*)所示为 1956 年式 7.62mm 冲锋枪的击发机构。



(*a*)



(*b*)

图 5－4 击锤回转式击发机构

(*a*)1956 年式 7 62mm 冲锋枪击发机构；

(*b*)美 M1928A1 式 11 43mm 汤姆逊冲锋枪击发机构

这种型式的机构通常用在单发武器或单连发武器中，击锤成待发状态时枪机已闭锁枪膛，可随时发射。其优点为：击发动作的延续时间较短，击发时对武器的撞击较小，因而单发或第一发射击精度较好；击锤成待发是在枪机后坐过程中完成的，机构设计容易安排，待发过程较简单，作用可靠。在手枪和自动步枪中常采用这种型式的结构，便于射击前或瞎火时使击锤成待发状态，且

能直接显示手枪是否待发,这对于提高武器火力机动性和使用安全性是很重要的。其缺点为:增大了武器的横向尺寸。

(2) 用复进簧为能源工作的击发机构。击锤是在复进簧的作用下作回转运动以打击击针,完成击发。图 5—4(*b*)所示为美 M1928A1 式 11.43mm 汤姆逊冲锋枪的击发机构。

这种型式的击发机构不仅在枪械上有所应用,有时还出现在小口径的自动高射炮上,如瑞士苏罗通 20mm 高射炮的击发机构。由于能源来自复进簧而省去了专用的击锤簧,故结构比较简单,常用在连发武器上。同样,采用这种型式击发机构武器中的闭锁机构,也兼有击发保险机构的作用。其他优缺点与复进簧击针式击发机构相类似。

2. 击锤直动式击发机构

利用击锤的平移运动来打击击针,完成击发动作。根据能量来源不同亦可分为:

(1) 用击锤簧为能源工作的击发机构。击锤是在击锤簧的作用下作平移运动以打击击针,完成击发。图 5—5 所示为捷 1958 年式 7.26mm 冲锋枪的击发机构。

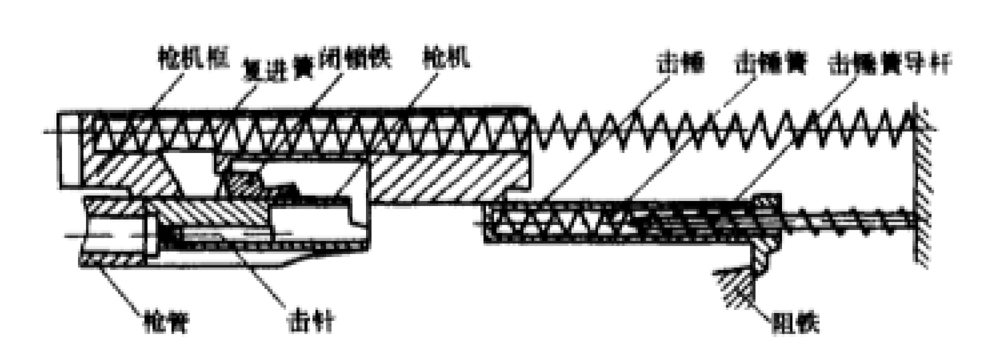


图 5—5 捷 1958 年式 7.62mm 冲锋枪的击发机构

这种型式的机构通常用于具有单连发的武器上,一般是枪机位于前方闭锁枪膛,而击锤停在后方成待发状态。

优点:① 击锤高度小,可使机匣尺寸减小,从而可保证全枪结构安排紧凑,有利减轻重量,提高武器机动性;② 击锤的击发行程比较长,通常击锤走完击发行程所需的时间约占整个自动机循环所需时间的 16%左右,故对降低射速有一定作用;③ 因降低了枪管轴线下方机匣的高度,使全枪质心到枪管轴线的距离缩短,减小了射击时的回转力矩,有利于提高射击精度。

缺点:① 击锤直动需要良好的导引装置,从而使结构复杂;② 击发机构动作可靠性较差,尤其在特种条件下使用时,难于保证机构动作的可靠性;③ 由于直动击锤行程较长,击发簧吸收枪机后坐能量也多,影响了自动机运动的平稳性,对射击精度不利;同时也加大了装填拉柄的拉力。

(2) 用复进簧为能源工作的击发机构。击锤是在复进簧的作用下作平移运动以打击击针,完成击发。如图 5—6 所示为 1953 年式 7.62mm 重机枪的击发机构。

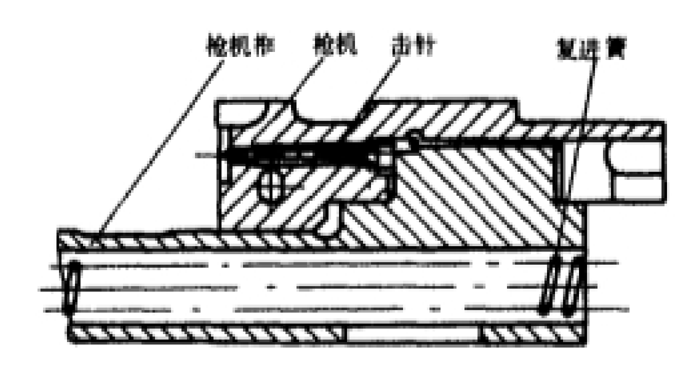


图 5—6 1953 年式 7.62mm 重机枪的击发机构

这种型式的机构通常用于轻机枪、重机枪和大口径机枪中。其结构与复进簧击针式击发机构有些相似,但击针尺寸小,因而可减小枪机的尺寸或提高枪机的强度。

§5.2　击发机构工作可靠性的分析

5.2.1　底火变形速度对发火率的影响

一、打燃枪弹底火所需要的能量

击发机构在工作时，击针撞击底火瞬间必须具有足够的动能 E，才能可靠地打燃底火。可靠地点燃底火所需要的能量除了与底火的构造有关外，还随着枪弹的口径的增加而增加。

表 5—1　各种枪弹底火的击发能量

枪弹种类	落锤质量 /kg	击发能量界限	落锤高度 /mm	撞击速度 /(m/s)	击发能量 /(N·m)	发火率 /%	设计所取能量 /(N·m)
51 式 7 62mm 手枪弹 59 式 9 0mm 手枪弹	0 204	上限 E_s	180	1 88	0.36	100	0 3～0.4
		下限 E_x	40	0 89	0 08	0	
53 式 7 62mm 步枪弹 56 式 7.62mm 步枪弹	0 255	上限 E_s	220	2 08	0 55	100	0 6
		下限 E_x	80	1 26	0 2	0	
54 式 12 7mm 机枪弹 56 式 14 5mm 机枪弹	0.313	上限 E_s	400	2.8	1 23	100	1 2～1 5
		下限 E_x	100	1 4	0 307	0	

目前我国枪弹底火验收技术条件中规定和设计时应选用的数据如表 5—1 所示。

击针撞击底火时，只要撞击动能等于或大于表 5—1 中击发能量的上限 E_s，底火即可 100%地发火。即

$$MV^2/2 > E_s \tag{5-1}$$

因此，击发能量上限应作为设计击锤簧的依据。

二、击针撞击速度与击发能量的关系

1. 击针撞击底火瞬间的速度

根据实验结果，如果击针撞击底火时的速度较大，则保证 100%的打燃底火所需要的动能就可以小一些。

由实验得知：对苏 1908 式 7.62mm 步枪弹，打燃底火所必须有的击发能量 E 与击针质量 M 和击针速度 V 之间的关系如表 5—2 所示。

从表 5—2 中可以看出：当击发瞬间的击针速度 V 增加时，打燃底火的击发能量 E 将减少。这主要是因为击针速度越大，底火壳变形速度就越大，变形能量“集中性”较好，局部温升较高，因而击发药更容易引燃。

表 5—2　击发能量与击针质量和速度的关系

击针质量 M /kg	0 765	0 255	0 204	0 153	0 102	0 051	0 0255	0 0122
击针速度 V /(m/s)	1.44	2 38	2 62	2 73	3 28	4 56	6 28	8 86
击发能量 E /(N·m)	0 79	0 72	0.70	0 57	0 55	0 53	0 50	0 48

现取击针速度 V 为纵坐标，击针质量 M 为横坐标，将上述实验结果画成曲线，如图 5－7 所示。凡是在图中曲线右上方所对应的击针质量 M 和击针速度 V 都能可靠地打燃底火。

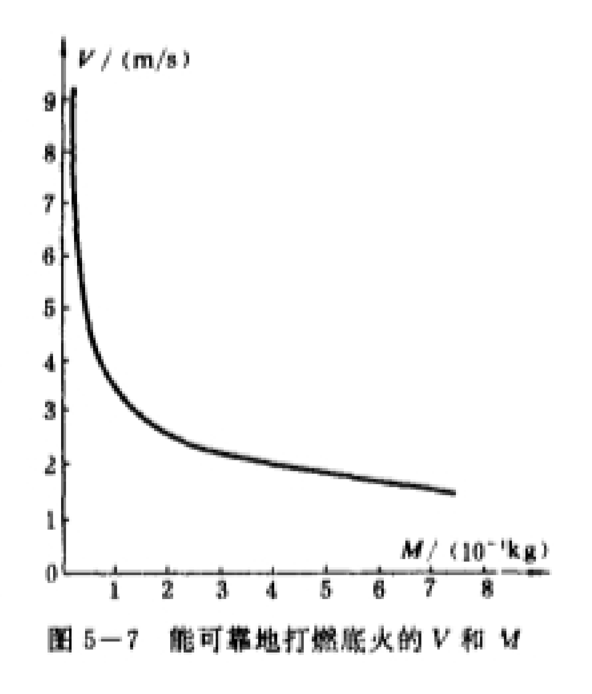


图 5－7　能可靠地打燃底火的 V 和 M

2. 击发能量与击针速度的关系

根据表 5－2 同理可以绘出击发能量 E 为纵坐标，击针撞击速度 V 为横坐标的曲线图形，如图 5－8(a)所示。

由图 5－8(a)可以看出，这是一个幂函数的图形，E 与 V 的关系可表示为

$$E = AV^{n} \qquad (5-2)$$

式中　A——系数；

n——为任意实常数。

当 n 为负奇数时，函数为递减奇函数。

对于一种具体枪弹底火而言，A 和 n 均为常数。为了确定常数 A 和 n，将公式(5－2)两边取对数，则

$$\lg E = \lg A + n\lg V \qquad (5-3)$$

显然，这是一条截距为 $\lg A$、斜率为 n 的直线。在直线上任取两点 1，2，由于 $\lg A$ 为常数，于是，可以得到

$$\lg A = \frac{-\lg V_1(\lg E_2 - \lg E_1)}{\lg V_2 - \lg V_1} + \lg E_1 \qquad (5-4)$$

$$n = \mathrm{tg}\alpha = \frac{\lg E_1 - \lg A}{\lg V_1} \qquad (5-5)$$

式中，E_1、V_1 和 E_2、V_2 为曲线中任意二点的值。

根据前苏联 1908 式 7.62mm 步枪弹的实验数据，计算出 $\lg E$ 与 $\lg V$ 的数值，如表 5－3 所示。

表 5－3　lg*E* 与 lg*V* 的数值

E/(N·m)	0.79	0 72	0 70	0 57	0 55	0 53	0 50	0 48
$\lg E$	－0 1024	－0 1427	－0 1549	－0 2441	－0 2596	－0.2757	－0 3010	－0 3188
V/(m/s)	1 44	2 38	2 62	2 73	3 28	4 56	6 28	8 86
$\lg V$	0 1584	0 3766	0 4183	0.4362	0 5159	0 6590	0 7980	0 947

根据表 5－3 即可画出 $\lg E \sim \lg V$ 的曲线图形，如图 5－8(b)所示。

根据公式(5－4)和(5－5)即可求得(计算时可求出各点的数值后取其平均值)A 与 n 的数值。

对前苏联 1908 式 7.62mm 步枪弹底火即为

$$\lg A = -0.0532 \qquad A = 0.88 \approx 0.9$$

$$n = -0.3197 \approx -\frac{1}{3}\text{(取各点的平均值)}$$

则保证 100％的打燃前苏联 1908 式 7.62mm 步枪弹底火，所需的击发能量 E 与击针撞击底火

瞬间的速度 V 的关系式为

$$E = \frac{A}{\sqrt[3]{V}} = \frac{1}{\sqrt[3]{V}} \times 0.9 \tag{5-6}$$

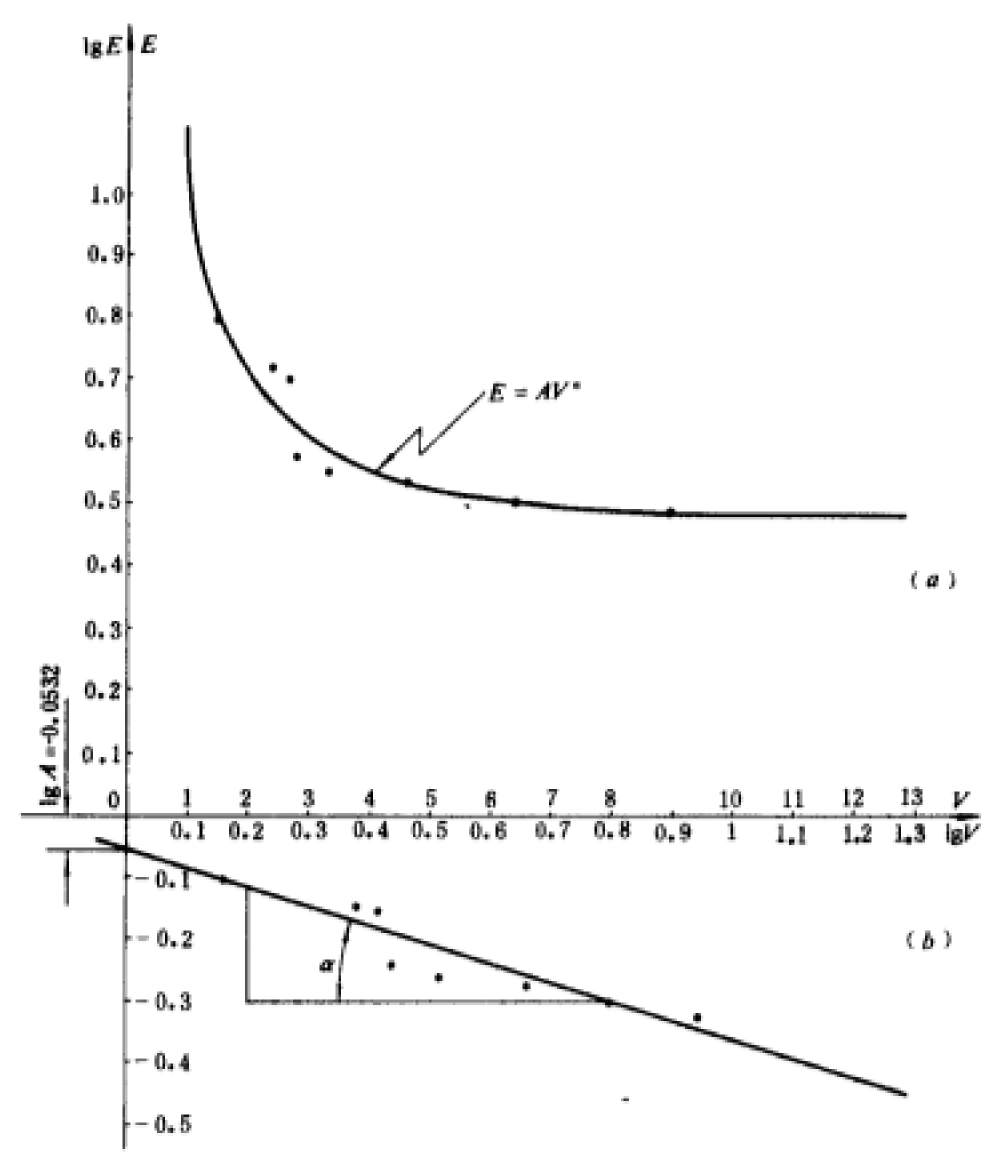


图 5—8　苏 1908 式 7 62mm 步枪弹底火实验数据曲线

(a)$E\sim V$ 曲线　　　(b)$\lg E\sim\lg V$ 曲线

当以 m/s 为速度单位时，可将 $V^{-\frac{1}{3}}$看作是一个系数，这样，E 和 A 可取相同的单位。如对苏 1908 式 7.62mm 步枪弹的底火，若取 $A=0.88\text{N}\cdot\text{m}\approx0.9\text{N}\cdot\text{m}$，则公式(5—6)中 E 的单位也为 N·m(或 J)。

由前面各已知数据，同理可求 53 式和 56 式枪弹底火的 $E\sim V$ 关系式。

例如：对苏 1908 式 7.62mm 步枪弹底火，已算出 $A=0.88\text{N}\cdot\text{m}$。由表 5—2 可知，此弹当击针质量 $M=0.255\text{kg}$ 时，保证 100%打燃底火的击针速度 $V=2.38\text{m/s}$；而我国 53 式和 56 式 7.62mm 枪弹底火相同，由表 5—1 可知，当击针质量 $M_1=0.255\text{kg}$ 时，保证 100%打燃底火的击针速度 $V_1=2.08\text{m/s}$，若仍取常数 $n=-1/3$，则可求得我国此二种枪弹底火常数 A_1 的数值。由于

$$A_1V_1^{-\frac{1}{3}} = AV^{-\frac{1}{3}}$$

$$A_1 = \sqrt[3]{\frac{V_1}{V}}\cdot A = \sqrt[3]{\frac{2.08}{2.38}}\cdot 0.88 = 0.84\text{N}\cdot\text{m}$$

若取 $A=0.9\text{N}\cdot\text{m}$，则 $A_1=0.86\text{N}\cdot\text{m}$，这样 53 式和 56 式枪弹底火的 E 与 V 的关系式

为

$$E = 0.86V^{-\frac{1}{3}} \qquad (5-7)$$

公式(5－2)的用途是：当击针撞击速度 V 比较低时，用以验算击针所具有的击发能量 E 能否保证 100%的打燃底火。在有回针簧的击发机构中，这种验算是很有必要的。

5.2.2 击针的结构参数对发火率的影响

一、击针尖的尺寸和形状

击针尖直径对打燃底火的可靠性有较大的影响，对于每一种枪弹的底火，在一定击发能量的条件下，有一个最适当的击针尖直径。

对于苏 12.7mm 机枪弹，底火直径 9mm，在击发能量(E＝0.8N・m)不变的条件下，使用圆球形击针尖进行试验，得出击针尖直径与打燃底火的可靠性的关系如表 5－4 所示。

表 5－4 击针尖直径对苏 12.7mm 枪弹瞎火率的影响

击针尖直径 d/mm	2 0	3 0	3 5	3 8
底火直径 D/mm	9	9	9	9
瞎火率 η/%	40	10	20	40

击针尖直径 d 与瞎火率 η 的关系如图 5－9 所示。

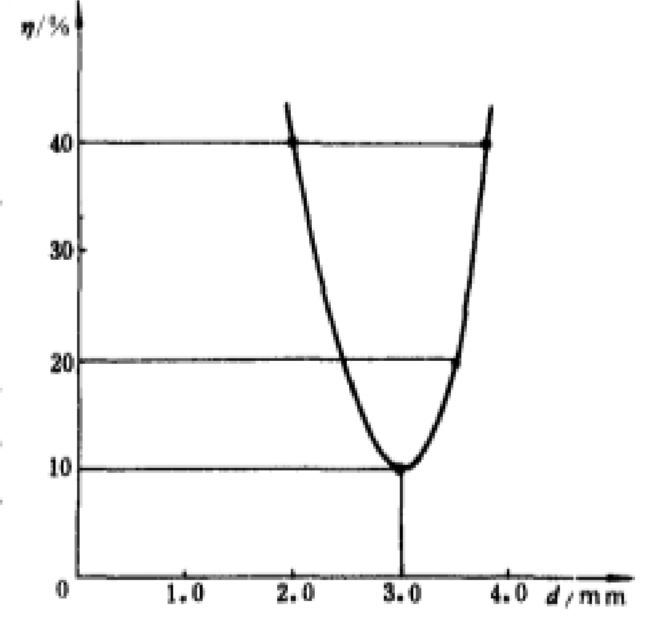


图 5－9 击针尖直径 d 与瞎火率 η 的关系曲线

由实验数据表 5－4 可知，对 12.7mm 机枪弹，击针尖的直径以 3mm 左右为宜。

对于用击发簧为能源工作的击发机构，如果击针尖直径过小，底火上的撞击面积小，被打击的击发剂的体积小，所生成的热量不能引燃击发药，因而发火的机会就少，同时底火壳易被击穿；但若击针尖直径过大，由于撞击底火的总冲量是一定的，撞击面积增大，则单位面积上击发药所承受的撞击力减小，也将使发火机会减小。因此，对每一种底火在一定的能量条件下，有一个较合理的击针尖直径。

二、击针突出量

击针尖突出于枪机弹底窝平面外的尺寸叫做击针突出量，如图 5－10 所示。

突出量
击针

图 5－10 击针突出量

如果击针突出量不够，则会产生瞎火；若击针突出量过大，则又会击穿底火。用苏 1908 式 7.62mm 步枪弹底火作实验，击针突出量对它击发可靠性的影响如表 5－5 所示。

由表 5－5 可以看出，对 53 式 7.62mm 步枪弹，参照苏式同类型的枪弹，击针突出量在 1.4～1.8mm 之间是适宜的，它不会打穿底火，而经过一定磨损后又不致瞎火，击发可靠性得到保证。

在步兵自动武器中，击针突出量一般在 1.1～1.6 之间。当以复进簧为能源工作的击发机

构，因击发能量较大，击针突出量应取小些。而当击发机构是以击发簧为能源工作时，击针突出量应该取大一些。例如使用同一种枪弹的 1956 年式 7.62mm 轻机枪和 1956 年式 7.62mm 冲锋枪，前者的击针突出量为 1.24～1.36mm，而后者的击针突出量为 1.4～1.52mm。

表 5－5　击针突出量对 53 式枪弹击发可靠性的影响

击针突出量/mm	0 7	0 8	1 0	1 8	1 9	2 0	2 3	2 5
瞎火率 η/%	75	0	0	0	0	0	0	0
击穿底火率/%	0	0	0	0	0	15	25	45

三、击针偏火度

击针偏火度是指击针在撞击底火时，击针的中心与枪弹底火中心的偏差距离（偏心程度）。当偏火度太大时，可能出现瞎火。因此，在技术条件中规定，击针偏火度不应超过一定的数值，以保证击针打燃底火的可靠性。例如，对 1957 年式 7.62mm 重机枪，规定其击针偏火度不得超过 0.5mm。

§5.3　击发机构的结构设计[1]

击发时由击锤打击击针，使底火变形，并与击砧一起挤压击发药而发火，从而完成了能量的传递过程。击针的主要功能是传递能量，保证击发时 100% 的打燃底火的击发药；但击针随同活动机件复进到位，以其本身的动能（不是击锤提供的）与底火相撞时又不能打燃底火，即不能早发火；同时击针还要满足武器要求的使用寿命。

5.3.1　击针的形状和强度

击针是击发机构中的一个主要零件，设计中要特别注意。

一、保证击针强度的一些措施

击针是装在枪机的击针孔内，并直接撞击底火。由于受到底火和击针孔的限制，击针形状往往细长，并且断面多处有变化，工作时承受较大的撞击力，容易损坏、从而使武器发生故障。在设计时可采用如下一些措施以保证击针强度。

1. 选用优良的击针材料

一般选用优质合金钢制造击针，采用正确的热处理工艺以提高击针的强度，使其具有一定的硬度和韧性。

2. 采用合理的击针结构

为了避免在热处理时产生内应力和在受力时防止产生应力集中，击针各断面之间过渡部分不应有急剧的变化；若击针尺寸较大时，可将击针分做成击针体和击针尖两个单独的零件，并采用更好的材料来做击针尖。

3. 改善击针的受力性能

击针体不应太粗，适当减小击针的断面，有利于在撞击底火时自身变形而吸收动能，以减轻击针尖的动应力，从而保证击针的撞击强度。

4. 击针运动要有良好的导向性

击针工作时，运动灵活性要良好，不允许它与枪机其他部位碰撞，也不允许击针尖受弯曲，

击针尖只能与底火碰撞。

二、击针体的强度和形状

1. 常用的击针体的形状

击针体长度的确定，主要取决于枪机的长短，发射机构位置的配置等结构因素。击针的基本形状通常是细长杆件，而击针横截面形状的选取，则主要取决于有利击针运动的灵活性，并要综合考虑定位、导引和撞击强度等因素。

现有的几种制式武器的击针形状和主要尺寸，如图 5—11 所示。

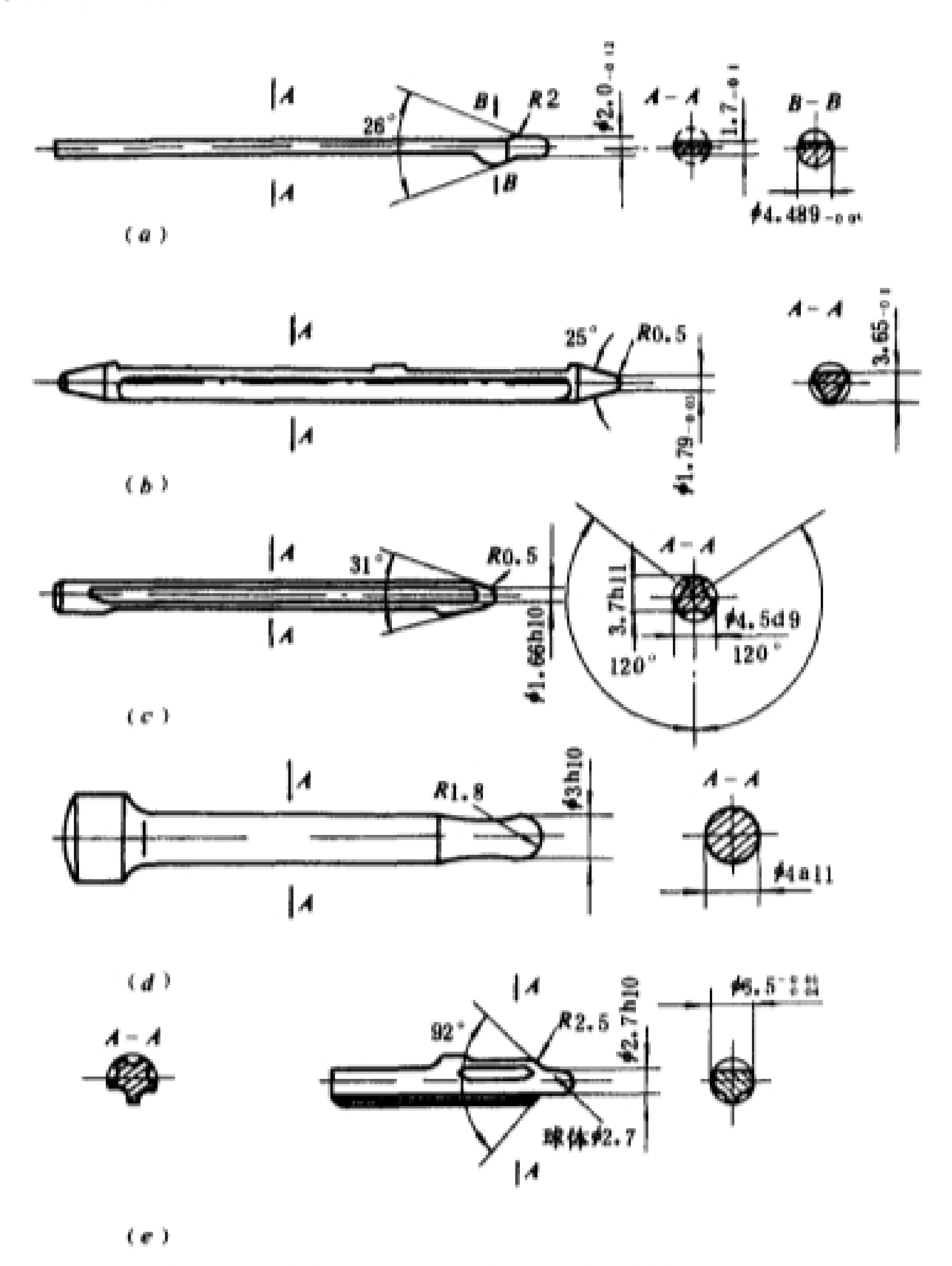


图 5—11 几种制式武器的击针形状和主要尺寸

(a)1956 年式 7 62mm 冲锋枪；(b)1956 年式 7 62mm 半自动步枪；

(c)1956 年式 7.62mm 轻机枪；(d)1957 年式 7 62mm 重机枪；

(e)1954 年式 12 7mm 高射机枪

击针横截面的形状(如图 5—11)有：扁平形[将柱形击针体两边削去成平面，只前端保留一小段圆柱形以作运动定位，如图中(a)]；三角形[将柱形击针体削去成三角形，但二端保留小段圆柱形以作运动定位，如图中(b)]；三棱形[将柱形击针体挖去三条槽而成三棱状，如图中(c)]；圆柱形[如图中(d)]和多棱形[将圆柱体周围挖去多条槽而成形，如图中(e)]等等。

2. 扁击针体厚度的选取

圆形击针体虽然定位性和刚度均较好，但这种击针体在受撞击时，体内压应力比较大，寿命有时难以保证。若加大击针体尺寸（即质量 m 增大），从击发可靠性考虑，在满足$\frac{1}{2}mV_2^2>E$，的条件下，m 大些，则 V_2（因击锤撞击击针后击针获得的速度）可小些，击针所受应力亦可减小，这对保证击针寿命是有利的。这些分析结论是在击针不失稳不弯曲的条件下得到的。但是击针质量加大则又带来击针复进到位时因惯性大而不安全。为了安全起见，防止击针（或击针尖）随枪机复进到位后因惯性而早发火，击针的质量 m 应越小越好。

为此，采用扁形击针体则可获得好的效果。首先它可大幅度的使质量 m 减小，以保证击发的安全性；同时可以改善击针体受击锤撞击时的受力状态，使其寿命大大提高。这是因为实际的击针是个细长杆件，长厚比在 20 倍以上，加之击锤打击击针时偏心，所以击针受撞击后要产生弯曲，获得一定的挠度而消耗部分撞击能量，以减小击针体内的压缩应力，从而提高了击针的强度。这种扁平形击针的唯一缺点是运动时定位性差一些。

因此，1956 年式 7.62mm 冲锋枪以及 81 式枪族均采用扁平形击针。

扁平形击针体的厚度如何选取呢？通过对七种不同厚度的 81 式枪族击针试件的大量电测实验和动态有限元计算，已完全得到解决[14]。

对 81 式枪族的击针，进行了从 1.3mm～2.3mm 七种不同厚度试件的实验，通过动态有限元计算和动光弹照片分析证明：在这个厚度系列里，最小厚度（1.3mm）和较大厚度（≥1.9mm）的击针受力均较大，而厚度在 1.4～1.7mm 厚度段中，击针的受力要小得多。对 81 式枪族而言，其击针厚度在 1.4mm～1.7mm 是可取的。同时在实验中，从受力的角度来看，其中以 1.7mm 厚度的击针最为有利，虽然比 1.5mm 厚度击针略厚些，但其质量仍在安全击发范围内，所以 1.7mm 是 81 式枪族的最佳击针厚度。

三、常用的击针尖的形状

击针尖直接与枪弹底火相撞，其端部的形状应既有利于底火壳的变形，但又不能对底火壳有剪切作用，以防底火被剪坏而后泄火药气体。如图 5－11 中所示几种制式武器击针尖的形状：有顶端带圆弧面的圆柱形（a）或顶端为圆球形（e）。还有将击针尖做成截圆锥体的形状（b），总之要使其击针尖顶部光洁、圆滑。

四、击针尖直径的确定

当击针尖为圆球形时，根据实验结果，打燃底火的击针尖直径 d 一般为

$$d=\left(\frac{1}{2}\sim\frac{1}{3}\right)D \tag{5-8}$$

式中 D——底火直径；

d——击针尖直径。

现有制式枪弹的底火直径和底火壳的厚度如表 5－6 所列。

为了保证底火不被膛内火药气体压力作用而剪断，击针尖直径取得小一些较好。这是由于底火壳被击针撞击后形成一击窝，在最大膛压时击窝周边所受剪切应力 τ 为

$$\tau=\frac{\pi}{4}d^2p_m/\pi d\delta=\frac{p_m}{4\delta}\cdot d \tag{5-9}$$

式中 p_m——底火壳内的最大火药气体压力；

δ——底火壳材料厚度；

d——击针尖直径。

表 5－6　制式枪弹的底火直径和底火壳的厚度

枪　弹　名　称	底火直径/mm	底火壳厚度/mm
51式7.62mm手枪弹	$5.05_{-0.04}$	$0.48_{-0.06}$
59式9.0mm手枪弹	$5.06_{-0.06}$	$0.40_{\pm 0.02}$
53式7.62mm步枪弹	$6.55_{-0.075}$	$0.71_{-0.04}$
56式7.62mm步枪弹	$5.55_{-0.06}$	$0.65_{-0.06}$
7.62mm步枪弹通用底火	$5.55_{-0.05}$	$0.71_{-0.05}$
大口径机枪弹底火	$9.07_{-0.06}$	$0.93_{-0.07}$

由上式可以看出，对一定的枪和弹，其 $p_m/4\delta$ 是一定的，则击窝周边所受的剪切应力 τ 与击针直径 d 成正比例，因为火药气体对击窝面上所产生的压力作用与击窝面积(即击针直径 d)有关。

现有制式武器的击针尖直径 d 一般为 $\frac{1}{3}D$ 左右。设计时，对于口径为 7～8mm 的武器，取 $d=2$mm 左右；对口径为 12.7～14.5mm 的武器，取 $d=3$mm 左右。

5.3.2　击针孔的设计

一、弹底窝上击针孔径的确定

对于使用某一种枪弹，枪机弹底窝上击针孔的尺寸不能超过一定的范围。如果击针孔太大，底火壳在膛内火药气体压力作用下被剪坏或压入击针孔内。在此情况下，击针向后运动不是把底火拉出，就是火药气体沿周围破裂处经击针孔而进入击发机构和枪机组件内，造成后方熏烟或喷火，这是不允许的。为此，必须校核底火壳在火药气体压力作用下的强度。

当击针后方不受枪机或枪机框的限制时，要保证底火壳的强度，根据公式(5－9)应满足下列条件，即

$$p_m d_1/(4\delta) \leqslant [\tau]$$

则

$$d_1 \leqslant 4\delta[\tau]/p_m \qquad (5-10)$$

式中　d_1——击针孔(弹底窝处)直径；

δ——底火壳材料的厚度；

$[\tau]$——底火壳材料的许用剪切应力。

例如：对 53 式 7.62mm 强装药枪弹。

$\delta=0.7$mm，$[\tau]=350\text{N/mm}^2$，$p_m=380\text{N/mm}^2$ 则由公式(5－10)可得

$$d_1 \leqslant 4 \times 0.7 \times 350/380 = 2.58\text{mm}$$

即击针孔直径 d_1 应在 2.5mm 以下。

如果在射击时，枪机或枪机框等其他零件顶住击针，底火壳不易被损坏，则击针孔的尺寸可取大一些。

二、击针孔的形状

击针孔的基本形状应与击针形状相配合，击针体与击针孔之间间隙要小，以便很好地引导击针的纵向运动而不致歪斜。一般选用四级精度、动配合。

击针孔中对应击针体与击针尖的两个圆柱部分之间应用圆锥过渡联接。设击针孔的圆锥锥角为β，而击针相应过渡部分的锥角为α，则应满足$\beta<\alpha$，如图5—12所示。

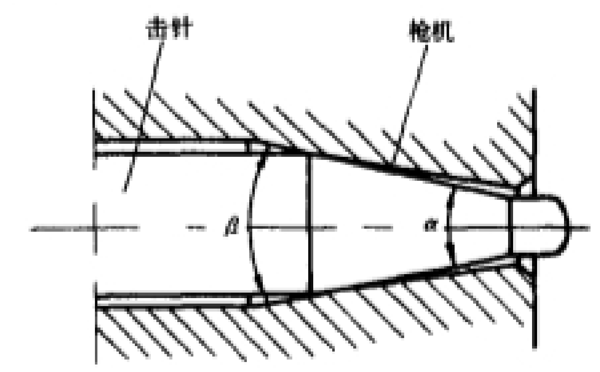


图5—12 击针与击针孔锥角的配合

例如，当击针孔锥角为25°时，击针尖锥角可取为26°。这主要是为了避免空膛击发时击针尖与枪机锥孔间起楔紧作用，以增强击针孔的强度，否则，弹底窝处击针孔周围会在频繁的撞击中，易产生疲劳碎裂，使枪机损坏。

几种制式武器击针孔的形状和主要尺寸，如图5—13所示。

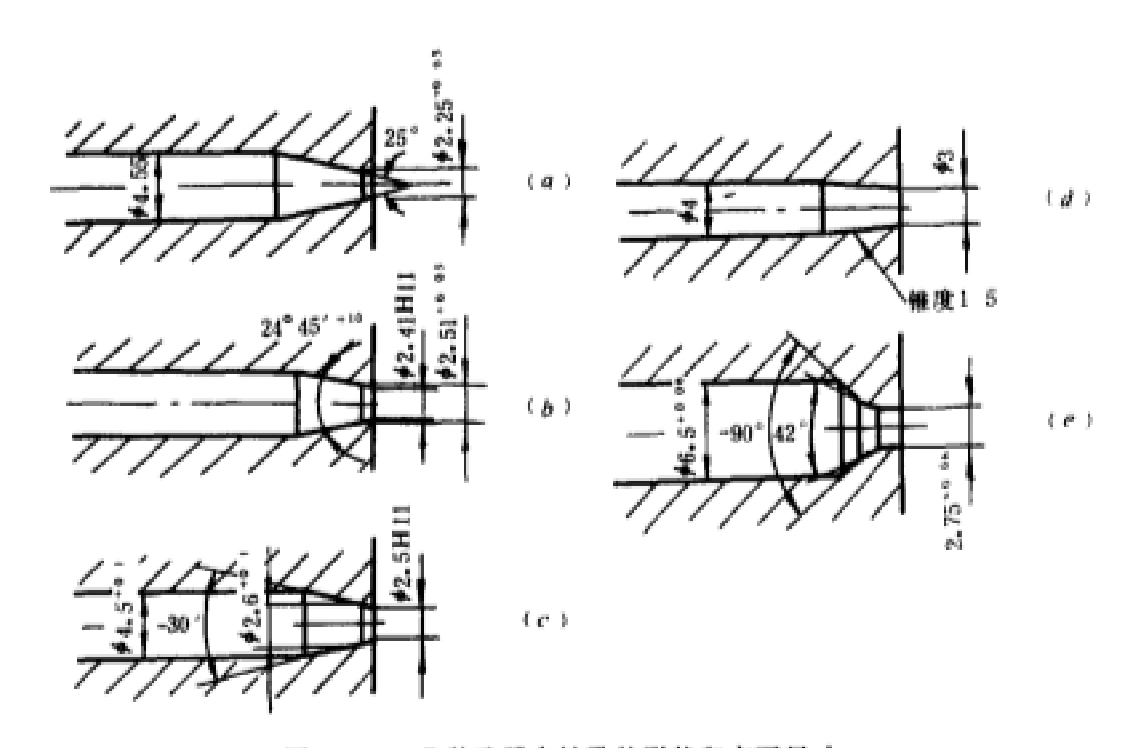


图5—13 几种武器击针孔的形状和主要尺寸

(a)1956年式7 62mm冲锋枪；(b)1956年式7 62mm半自动步枪；

(c)1956年式7 62mm轻机枪；(d)1957年式7 62mm重机枪；

(e)1954年式12 7mm高射机枪

5.3.3 击针突出量

一、击针在枪机中的纵向定位

击针尖突出于弹底窝平面的长短，与击针在枪机击针孔内的定位方式有关，主要的定位方式有：

1. 锥部定位

是以击针体或击针尖的过渡圆锥部与枪机内击针孔的相应锥孔接触(如图5—12)来定位。绝大多数的枪械均采用此种方式。其优点是结构紧凑、定位可靠；但这种定位方式对锥部加工精度要求较高。

2. 尾部定位

利用击针尾部增加的凸起与枪机击针孔后端相应的限制面相配合，以限定击针在最前方的位置。这种定位方式的装配工艺性好，击锤与击针的撞击面积大，不易变形。一般当枪机尾部尺寸较大时，可采用这种定位方式。

有些武器击针的质量较大，需采用回针簧以防止击针因惯性向前自行击发底火。击针尖在回针簧的作用下经常缩回枪机内，便于进弹。这种方式的击针，有时没有前部定位，如英 L1A1 式 7.62mm 半自动步枪。

有的武器装有击针销，击针销的作用是防止击针从枪机中脱出，并控制击针向后移动的距离，它不起前方定位的作用。

二、击针强制突出量和最大突出量

在现有自动武器的击发机构中，绝大多数武器的击针突出量，均具有强制突出量和最大突出量。

1. 强制突出量

击针受主动件(击锤)的强制状态(击针尾端与击针孔后平面齐平)下，击针尖在枪机弹底窝平面处的突出量称为强制突出量，如图 5－14(a)所示。

击针强制突出量的作用在于可靠地打燃底火。

2. 最大突出量

主动件(击锤)运动被枪机阻止后，击针因惯性作用仍向前运动一段距离(称为惯性行程)，当击针向前的惯性运动受到限制(如锥孔、台阶或枪机尾端)后，击针尖在枪机弹底窝平面处的突出量，如图 5－14(b)所示。

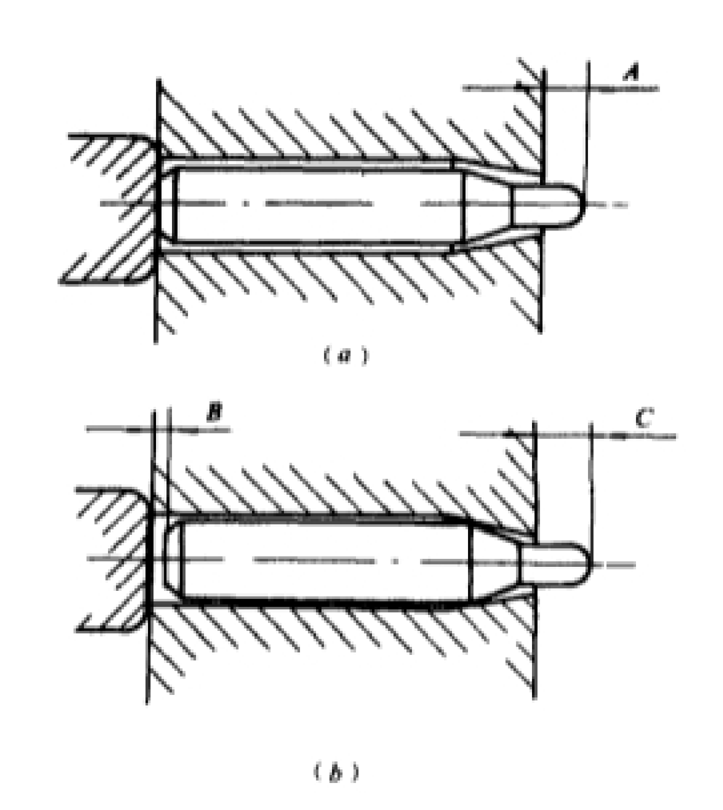


图 5－14 击针突出量

(a)强制突出量 A；(b)最大突出量 C

惯性行程的作用在于保证击针和枪机的强度。如果击针没有惯性行程，击发时击锤的能量全部消耗于对击针的撞击，击针在强制突出的情况下，前面受枪机锥面的限制，后面又有击锤的强制力，结果会造成击针弯曲变形，同时还因击针强制撞击枪机，影响枪机的强度(对锥部定位的击针)或击针强度(对尾部定位的击针)。特别是在平时战备训练中，空枪击发时，这种撞击更为严重。所以，没有惯性行程的结构是不合理的。

强制突出量 A 和惯性行程 B 之和称为最大突出量 C。即

$$C = A + B \tag{5-11}$$

击针最大突出量的数值应保证不打穿底火。

几种步兵自动武器击发机构的有关数据(击针和击针孔直径、击针突出量等)，如表 5－7 所示。

表 5—7 几种步兵武器击发机构的数据

武器名称	击发机构类型	击发能量来源	击针质量 /g	击针材料	硬度 HRC	击针尖直径 /mm	击针孔直径 /mm	强制突出量 /mm	最大突出量 /mm
1953 年式 7 62mm 步骑枪	击针式	击发簧		50	42~48	$2\ 38_{-0\ 1}$	—	1 7~1 9	—
1956 年式 14 5mm 高射机枪		复进簧	3 2(尖)	30CrNi3A	39~46	$\phi 3d_{d6}$	3	1 6~1 7	1 7~2 1
1959 年式 9 0mm 手枪	锤击回转式	击发簧	2 7	25CrNiWA	41~47	—	2 3	1 1~1 35	1 35~1.9
1956 年 7 62mm 冲锋枪			4 8	25CrNiWA	44~50	$2_{-0\ 12}$	$2\ 25^{+0\ 05}$	1 4~1 52	1 52~1 66
1956 年式 7 62mm 半自动步枪			8 5	30CrMnMoTiA	46~52	$1\ 7_{-0\ 03}$	2 41	1 4~1.52	—
美 M14 式 7 62mm 自动步枪			9 6	—	45~51	2a11	2H11	1 3~1 45	—
捷 1958 年式 7 62mm 冲锋枪	锤击平动式	击发簧	1 8	—	—	2 2	—	1 36	1 68
1956 年式 7 62mm 轻机枪		复进簧	6 5	30CrMnMoTiA	40~47	1 66h10	2 5H10	1 24~1 36	1 39~1 55
1957 年式 7 62mm 重机枪			3 6	35CrMnSiA	44~52	$3C_{3d}$	3	1 4~1 6	1 7~2 15
1954 年式 12 7mm 高射机枪			7(尖)	30CrMnSiA	45~50	$2\ 7d_5$	$2\ 75^{+0\ 06}$	1 45~1 6	1 65~1 8
美 M60 式 7 62mm 轻重机枪			10 1	—	—	2 6	—	0 8	1 0

§5.4 击发能量的计算

5.4.1 击发簧类型的选择

击发机构的能量来源于弹簧压缩(或扭转、弯曲)时的位能，能量的贮备必须保证可靠地打燃底火，所以在设计击发机构时需要选出合适的弹簧类型，设计出满足击发可靠性要求的弹簧。

对于用复进簧能量工作的击发机构，在击锤式的结构中，假若是只靠击针的惯性来打击底火时(如美M1928A1式11.43mm汤姆逊冲锋枪击发机构)，必须要验算击针所具有的能量是否足够；而在击针式的结构中(如1956年式14.5mm高射机枪)，复进簧传给活动机件的能量远远超过需要，不必验算击针所具有的能量。

对于用击发簧能量工作的击发机构，就需要选择击发簧的形式和计算出应贮备的能量，并设计出合乎要求的击发簧。

一般根据击发机构的类型来选择不同形式的击发簧。对于击针式击发机构，击针簧通常采用圆柱螺旋压缩弹簧(如美0.30吋勃朗宁重机枪的击针簧)；对于击锤平动式的击发机构，其击锤簧也常采用圆柱螺旋压缩弹簧(如捷1958年式7.62mm冲锋枪的击锤簧)；对于击锤回转式的击发机构，其击锤簧多数采用扭转弹簧(如1956年式7.62mm冲锋枪的击锤簧)，但有时采用片弹簧(如1959年式9mm手枪击锤簧为弧状梯形片弹簧)，还有时采用圆柱螺旋压缩弹簧(如1964年式7.62mm手枪的击锤簧)。

所以对击发簧的设计过程是：首先应根据击发机构的类型，确定击发簧的形式和应有的能量贮备，然后按照所选择的弹簧形式计算其结构尺寸。

5.4.2 击发簧能量储备的确定

一、击针式击发机构

在待发状态下击针位于后方，击针簧处于压缩状态。发射时解脱击针，击针由击针簧提供能量向前撞击底火，实施发射，如图5－15所示。弹簧工作图中A，即为击针簧应贮备的能量。

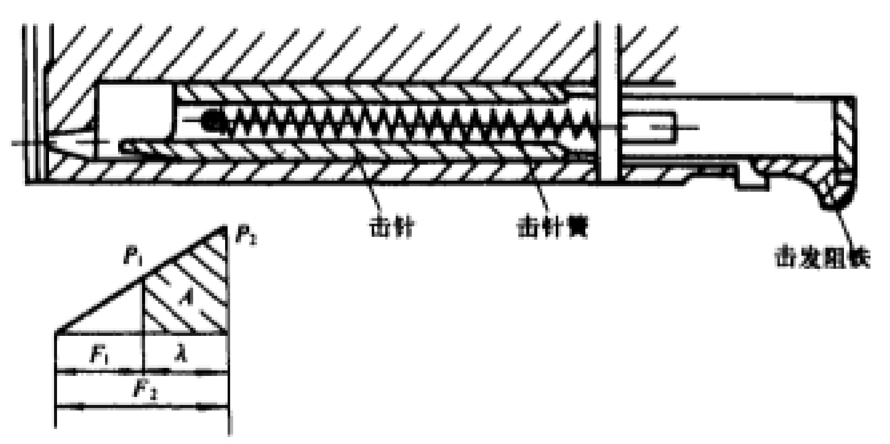


图5－15　击针式击发机构

击针簧对击针所作的功，应大于或等于击针能可靠地打燃底火所需的动能。

$$A' = \frac{P_1 + P_2}{2}\lambda = \frac{1}{2}MV^2 \geqslant E, \qquad (5-12)$$

式中 P_1——击针簧的预压力；

P_2——击针簧的最大工作力；

λ——击针簧的工作行程；

M——击针质量；

V——击针撞击底火瞬间的速度；

E_j——打燃底火所必须具有的击发能量。

考虑到击针运动时的摩擦阻力，击针簧应有的能量贮量 A 为

$$A = (1.2 \sim 1.3)E_j \tag{5-13}$$

二、击锤直动式击发机构

在这种击发机构中，击锤自后方的待发状态下解脱，在击锤簧作用下向前，首先与击针发生碰撞，然后击针撞击底火实施发射，如图 5－16 所示。

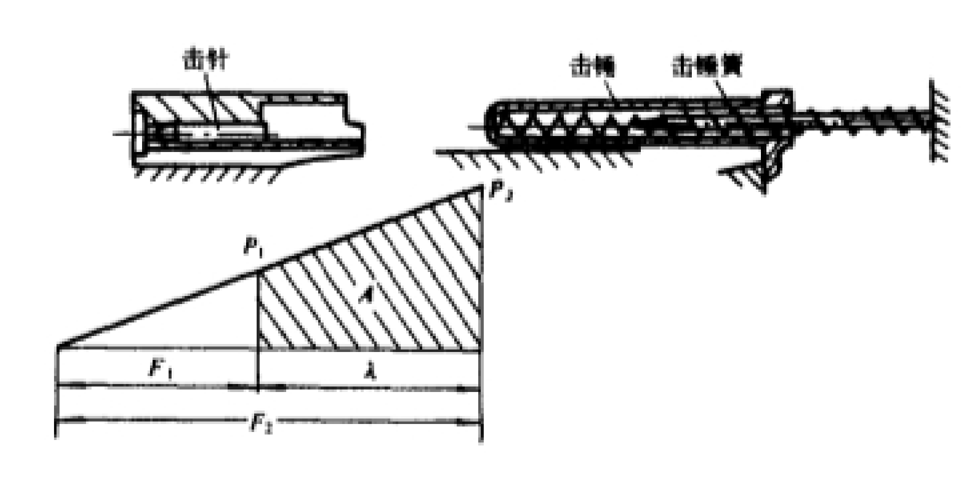


图 5－16　击锤直动式击发机构

击锤和击针碰撞后，可能出现二种情况：一是碰撞分离（碰撞后击针单独向前完成打燃底火）；一是碰撞结合（碰撞后击锤和击针结合在一起共同向前打燃底火）。无论是哪种情况，均应用对心正碰撞的速度计算公式，就可以确定击锤簧应有的能量贮备。

1．击锤与击针碰撞分离

碰撞后击锤运动受到限制，不再继续向前，只有击针单独前进，以其惯性打燃底火。计算击锤簧应有的能量贮备时，可以应用碰撞分离的公式。

设 M_A 和 M_B 分别为击锤和击针的质量（由机构设计得到）；若碰撞前击锤的速度为 V_A，击针的速度为 $V_B=0$。则击锤和击针碰撞后，击针的速度 V'_B 为

$$V'_B = \frac{(1+b)M_A}{M_A + M_B}V_A \tag{5-14}$$

于是

$$V_A = \frac{M_A + M_B}{(1+b)M_A}V'_B \tag{5-15}$$

式中 b——恢复系数，一般取为 0.4～0.5。

根据碰撞后击针所获得的速度 V'_B，以及可靠地打燃底火时击针必须具有的动能 E_j，于是可得

$$E_j = M_B V'^2_B/2$$

将此式代入公式(5－15)，则

$$V_A^2 = \frac{(M_A + M_B)^2}{(1+b)^2 M_A^2} \cdot \frac{2E_j}{M_B} \quad (5-16)$$

要保证击锤在撞击击针时具有 V_A 的速度，则击锤簧在它的工作行程中放出的弹簧功 A' 应为

$$A' = M_A V_A^2 / 2$$

将公式(5－16)代入上式，则

$$A' = \frac{(M_A + M_B)^2}{(1+b)^2 M_A M_B} E_j \quad (5-17)$$

考虑摩擦损失时，可取

$$A = (1.2 \sim 1.3) \frac{(M_A + M_B)^2}{(1+b)^2 M_A M_B} E_j \quad (5-18)$$

2. 击锤与击针碰撞结合

碰撞后击锤仍能继续向前运动，并与击针一起以其共同的质量和速度打燃底火(如 1956 年式 7.62mm 半自动步枪的击发机构)，此时击针在结构上必须有足够的强制突出量保证打燃。计算击锤簧应有的能量贮备时，可以应用碰撞结合的公式。

取恢复系数 $b=0$，就可以算出碰撞结合后的共同速度。

设碰撞前击锤的速度为 V_A，击针的速度为 $V_B=0$，则碰撞后击锤与击针的共同速度 V'_{AB} 为

$$V'_{AB} = \frac{M_A V_A}{M_A + M_B} \quad (5-19)$$

$$V_A = \frac{M_A + M_B}{M_A} V'_{AB} \quad (5-20)$$

打燃底火时，击锤和击针共同的动能应为 E_j，则

$$E_j = \frac{1}{2}(M_A + M_B) V'^2_{AB}$$

将此式代入公式(5－20)，则

$$V_A^2 = \frac{M_A + M_B}{M_A^2} \cdot 2E_j \quad (5-21)$$

击锤簧在它工作的行程上应放出的能量 A' 应为

$$A' = \frac{1}{2} M_A V_A^2$$

将公式(5－21)代入上式，则

$$A' = \frac{M_A + M_B}{M_A} E_j \quad (5-22)$$

考虑摩擦损失时，可取

$$A = (1.2 \sim 1.3) \frac{M_A + M_B}{M_A} E_j \quad (5-23)$$

三、击锤回转式击发机构

击锤回转式击发机构的工作情况如图 5－17 所示。

图中 o 为击锤的回转轴，a 为击针中心线(亦即撞击力的作用线)与经过击锤轴 o 的垂线的交点。

假设将击锤的全部质量替换到 a 点，应用对心碰撞理论计算击锤簧的功，则所得到的击锤与击针的碰撞形式同击锤平动式击发机构形式上相同的公式。所不同的就是击锤质量 M_A 以击锤的替换质量 m_a 代替。

击锤的替换质量 m_a 应为

$$m_a = J_0/r^2 \qquad (5-24)$$

式中 J_0——击锤对回转轴 o 的转动惯量；

r——击锤回转轴 o 至击锤质量替换点 a 的距离。

图 5－17 击锤回转式击发机构

撞击前击锤上的撞击点应有的线速度 V_A 为

$$V_A = r\omega$$

式中 ω——击锤撞击击针前应有的角速度。

撞击前击锤应具有的动能 E_A 为

$$E_A = \frac{1}{2}J_0\omega^2 = \frac{1}{2}m_a r^2\omega^2 = \frac{1}{2}m_a V_A^2 \qquad (5-25)$$

得到此式与击锤直动式的动能公式相似。

经过上述替换后，就可以利用计算击锤平动式击发机构的一些公式，来确定击锤回转式击发机构中击锤簧应有的能量贮备之值。

1. 击锤与击针碰撞分离

击针以惯性向前打燃底火，与击锤平动式碰撞分离的公式相似，击锤簧应具有的能量贮备为

$$A = (1.2 \sim 1.3)\frac{(m_a + M_B)^2}{(1+b)^2 m_a M_B}E_j \qquad (5-26)$$

2. 击锤与击针碰撞结合

碰撞后击锤和击针共同前进，击针以强制突出量打燃底火。打燃底火时，击锤和击针共同应具备的能量为

$$E_j = \frac{1}{2}(m_a + M_B)V'^2_{AB} \qquad (5-27)$$

撞击前击锤的线速度 V_A 为

$$V_A = \frac{m_a + M_B}{M_A}V'_{AB} \qquad (5-28)$$

与击锤直动式碰撞结合的公式相似，击锤簧应具有的能量贮备为

$$A = (1.2 \sim 1.3)\frac{m_a + M_B}{m_a}E_j \qquad (5-29)$$

§5.5 保证击发安全的措施

为了防止击发机构早发火和偶发火，也就是闭锁机构未完全闭锁前不能击发，可以采取以下一些措施。

一、把击针质量减到最小

对击锤式(直动或回转)击发机构，当枪机带着击针复进到位而击锤还没有撞击击针前，存在着发生击针因惯性击发的危险。防止击针惯性早击发的安全条件是

$$\frac{1}{2}M_Z V_H^2 \ll E_x \tag{5-30}$$

式中 M_Z——击针的质量；

V_H——活动机件复进到位的速度；

E_x——底火发火率为零时的击发能量。

活动机件复进到位时，必须有一定的速度以保证枪机可靠地闭锁，所以击针的质量应尽量的小，以避免早击发。击针质量 M_Z 应满足

$$M_Z \ll 2E_x/V_H^2 \tag{5-31}$$

现有的几种制式武器，其击针各参量满足击发安全的情况，如表 5—8 所示。

表 5—8 几种制式武器击针参量满足击发安全性情况

武器名称	击针质量/kg	击针惯性撞击底火时速度/(m/s)	E_x/(N·m)	击针惯性能量/(N·m)
1956 年式 7.62mm 冲锋枪	4.89×10^{-3}	4.8	0.2	0.056
1956 年式 7.62mm 冲锋枪(偏击针)	6.38×10^{-3}	4.8		0.073
1956 年式 7.62mm 半自动步枪	8.66×10^{-3}	3.6		0.056
1956 年式 7.62mm 轻机枪	6.63×10^{-3}	4.4		0.064
1957 年式 7.62mm 重机枪	3.67×10^{-3}	4.0		0.029
1954 年式 12.7mm 高射机枪	7.14×10^{-3}	5.3	0.307	0.1

二、设置回针簧

对击锤式(直动或回转)击发机构，可以在击针的前方装置弹簧，阻止或减小活动机件到位时击针的前进运动，以避免早击发。这种弹簧使击针在待发状态下缩进击针孔，故叫回针簧。如图 5—18 所示。

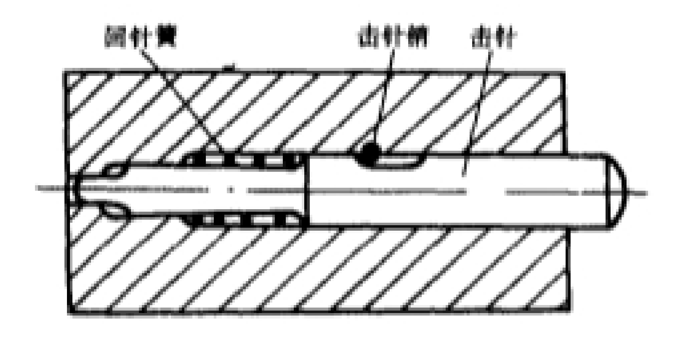


图 5—18 回针簧

回针簧除上述作用外，它在偏移(枪机或枪管)式闭锁的武器(如 54 式手枪的回针簧)和横向抛壳(如挤壳)的武器中的使用，使击针在击发后立即缩进枪机，避免开锁或抛壳动作折断击针尖，以改善击针缩回运动的灵活性和击发机构工作的可靠性。

设计回针簧时，应使它在行程中吸收的能量，大致等于活动机件复进到位时击针所具有的动能，即

$$E_H = \frac{1}{2}M_Z V_H^2 \tag{5-32}$$

式中 E_H——回针簧在工作行程中吸收的能量。

采用回针簧以后，对用击发簧工作的击发机构，在确定击锤簧的能量贮备时，应加大 E_f 的

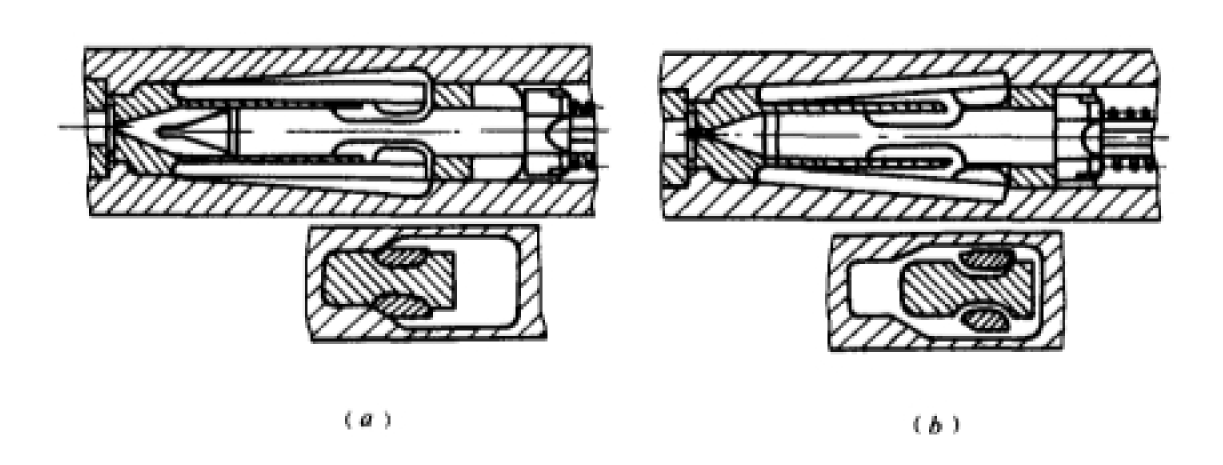
数值，不能用 $E_j=E_t$，而应取

$$E_j = E_t + E_H \tag{5-33}$$

因为，击针在撞击底火前要消耗 E_H 这么大的能量先压缩回针簧，然后再去打燃底火。

三、采用机构工作顺序保证击发安全

对用复进簧能量工作的击发机构，机构本身的工作顺序就能保证击发安全。例如 1953 年式 7.62mm 轻机枪，击针体的扩张部就是闭锁斜面，只有在闭锁片完全张开枪机闭锁确实后，击针尖才能伸出枪机的前端面，以实施击发，如图 5－19(*a*)(*b*)所示。



(*a*) (*b*)

图 5－19 机构工作顺序以保证击发安全

(*a*)未闭锁不能击发；(*b*)闭锁确实后即可击发

四、用自动发射机承担保险任务

在采用击发簧能量工作的击发机构（击针式或击锤式）中，连发射击时，是由自动发射机来完成每次发射动作的（参阅本书第六章：发射机构设计），而自动发射机是由活动机件来加以控制。当活动机件没有完全复进到位前，也就是枪机还没有完全闭锁确实，则击发动作不可能产生，以达到保险的目的。

第六章　发射机构设计

§6.1　发射机构的作用、类型和要求

6.1.1　发射机构的作用、一般构造和设计要求

一、发射机构的作用

发射机构是控制击发机构进行击发或呈待发的机构。武器发射前，必须使击发机构处于待发状态，即由发射机构中的击发阻铁扣住击针或击锤或枪机（活动机件）成待发；射击时，射手扣动扳机，使击发阻铁解脱击发机构即可实施击发；停止射击时，则又使击发机构回到待发状态。如图6－1(*b*)、(*c*)所示。

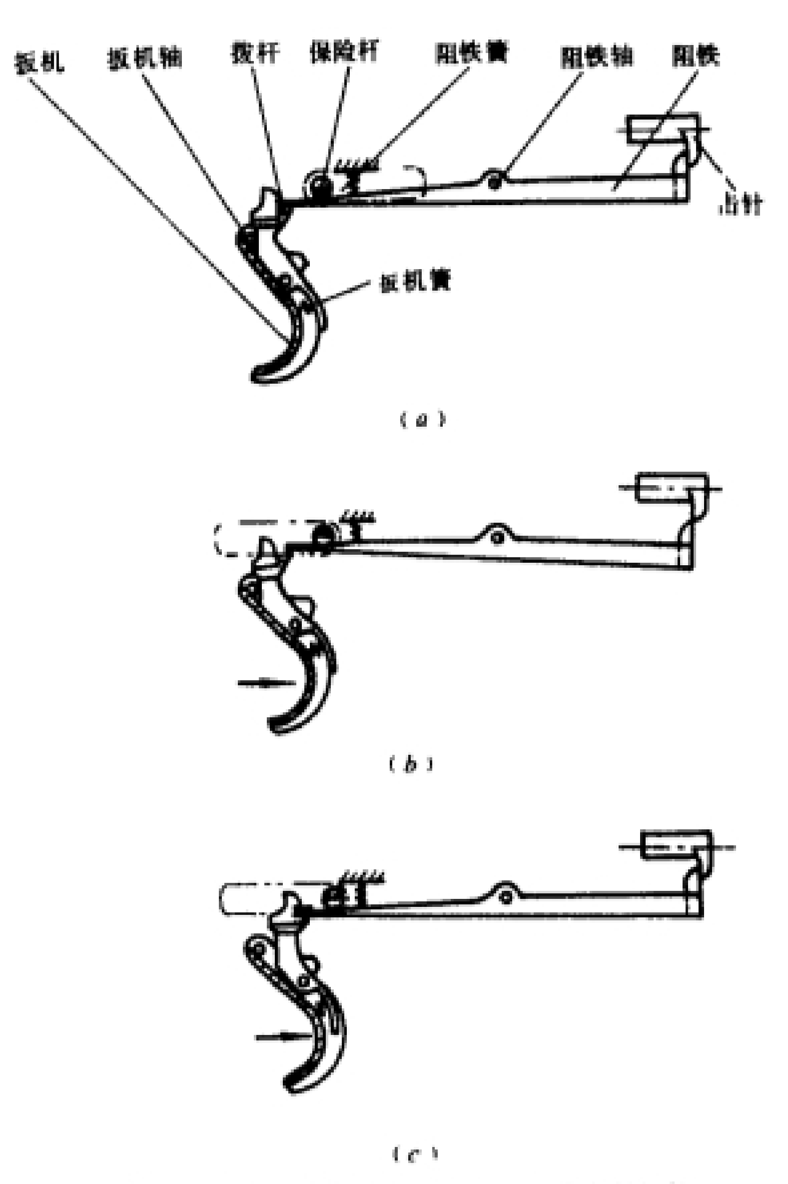


图6－1　日南部十四年式8mm手枪发射机构

(*a*)保险状态；(*b*)发射状态；(*c*)发射后击针又被挂住

发射机构中还包含有保险机构，如图6－1(*a*)所示。有些武器还利用发射机构作为降低武器射击频率的减速机构。

二、发射机构的一般构造

发射机构一般由扳机、扳机簧、阻铁、阻铁簧和保险杆等零件以及发射机座组成。

阻铁是发射机构中的主要零件，它直接与击发机构的击针、击锤或击铁（在利用复进簧能量击发的击发机构中有时为活动机件）相扣合。扳机由射手操纵，通过一定的机构与阻铁相连。当射手扣压扳机时，阻铁头即解脱击发机构的击针、击锤或活动机件而实施击发；当射手松开扳机时，阻铁簧伸张，阻铁又及时地恢复到原来位置，阻铁头扣住击针或击锤或活动机件，使武器经常处于待发状态。

发射机构中的保险机构是使发射机构处于不能工作的位置，以保证停射时的安全可靠。

三、发射机构的设计要求

设计发射机构应满足以下要求：

1. 机构动作的可靠性

在各种使用条件下，发射机构的动作要确实可靠。

(1) 发射前要可靠地将击针或击锤或活动机件牢固地扣合在待发位置；发射时要能及时可靠地解脱。

(2) 单、连发位置变换后，必须确实保证：单发射击时不得出现连发；连发射击时不得产生停射或单发现象，也不得出现停射与失控。

2. 发射过程的安全性

须有防止早发火和偶发火的保险装置。当把发射机构置于保险位置时，必须确实保证不能实施击发。

3. 零件必须具有足够的强度与耐磨性

在待发和停射时，阻铁与击发机构中同它相扣合的零件常产生撞击和摩擦，特别是当阻铁与活动机件扣合时，撞击载荷很大。因此，发射机构的零件一定要有足够的强度和硬度，具有良好的耐磨性。

4. 扣压扳机时不应影响武器射击准确性

(1) 扣压扳机力的大小要适宜，以保证武器的射击精度和使用安全。

(2) 扣压扳机的行程要适宜。

(3) 扳机最好有预告装置，即在扣压扳机的大部分行程上所需的力较小，而待阻铁快要解脱击发机构时扳机力较大。尤其对射击精度要求较高的手持武器更应有此装置。

5. 保证灵活的火力机动性

发射机构的操作要简便，火力变换要迅速、准确(如打开和关闭保险、单连发变换等)。在夜间使用时，要易于识别，以防出错。

6. 保证良好的勤务性

发射机构结构要简单、零件数目尽量少，最好一个零件有多种用途。机构的分解与结合要方便，勤务性能要好。即使在能见度很低时装枪(一般称为“盲目”结合)，也不易出错。

6.1.2 发射机构的类型与结构特点[3]

由于对不同用途的自动武器有不同的火力要求，因而发射机构的类型也是多种多样的。通常发射机构有连发、单发、单连发和点射等不同的类型。

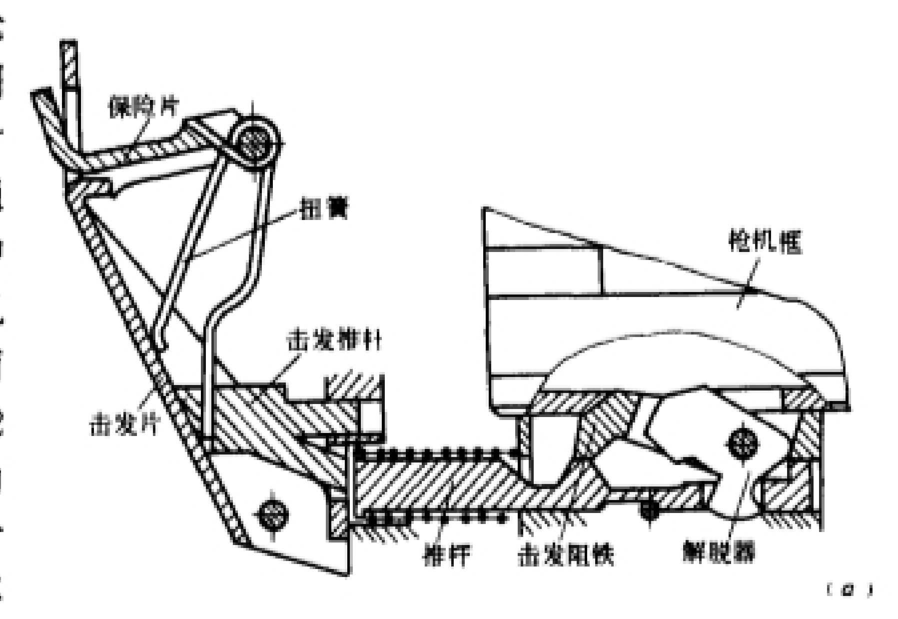
设计自动武器时，一般参考已有的同类型的发射机构，推陈出新地拟制出新颖结构。然后再进行分析计算，决定各零件的尺寸与参数，最后同整个样品枪一起试制、试验和修改调整。已有武器中简单可靠的结构也常被采用。

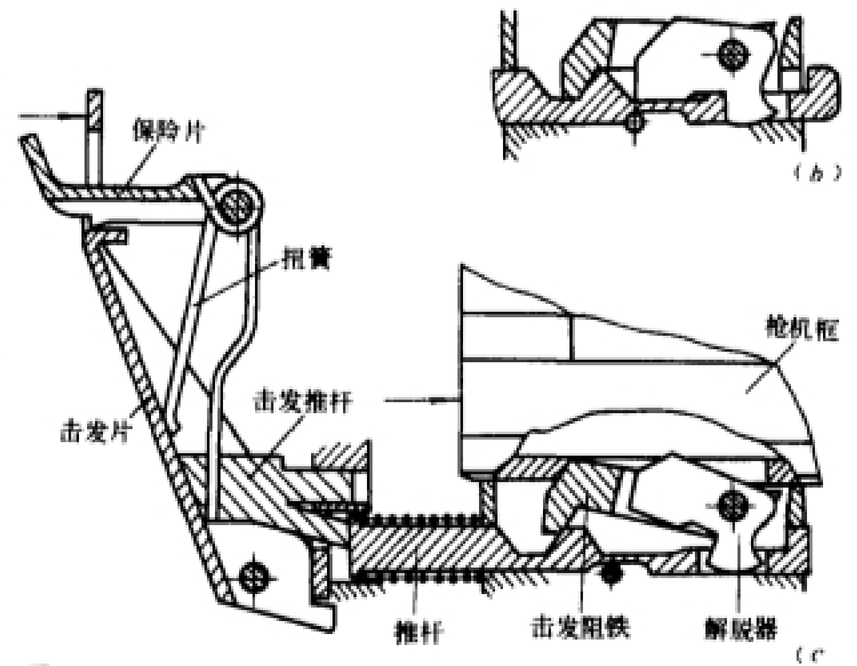
现就已有的典型发射机构为例，来说明各种类型发射机构的结构和工作原理。

一、连发发射机构

现代自动武器中连发武器的击发机构，一般是利用复进簧能量进行工作。待发时，发射机构的阻铁头直接扣在活动机件的击发卡槽(或卡笋)上。发射时，扣引发射机构的扳机，阻铁头解脱活动机件，活动机件在复进簧的作用下复进，并在枪机完全闭锁后击发。停射时，放松扳机，阻铁复位，阻铁头再次扣住活动机件而成待发状态。如图 6－2 为 1957 年式 7.62mm 重机枪的发射机构工作情形。

该发射机构在待发时：枪机框被阻铁扣住，推杆的凸台顶住阻铁，枪机框被可靠地扣在待发位置，如图6－2(a)所示。射击时：上抬保险片解除保险，推击发片向前，其下端通过击发推杆顶推杆向前，使推杆中部的凸台与阻铁凸出部脱离，枪机框在复进簧作用下迫使阻铁下降而自动解脱，力的传递过程如图6－2(c)所示，成为发射状态，其阻铁的下降位置如图6－2(b)所示。停射时：若阻铁未上升到位，枪机框可再次迫使阻铁头下降而继续射击；若活动机件在前方位置时放松扳机，则推杆在簧力作用下向后使阻铁上抬，并以其凸台顶住阻铁的下凸出部。枪机框后退时首先后压解脱器，使其逆时针回转，其下端则推推杆向前运动，解脱推杆对阻铁的控制，枪机框继续后退，压倒阻铁。当枪机框后退到位再复进时，便被扣在待发位置，其运动过程如图6－2(d)所示。





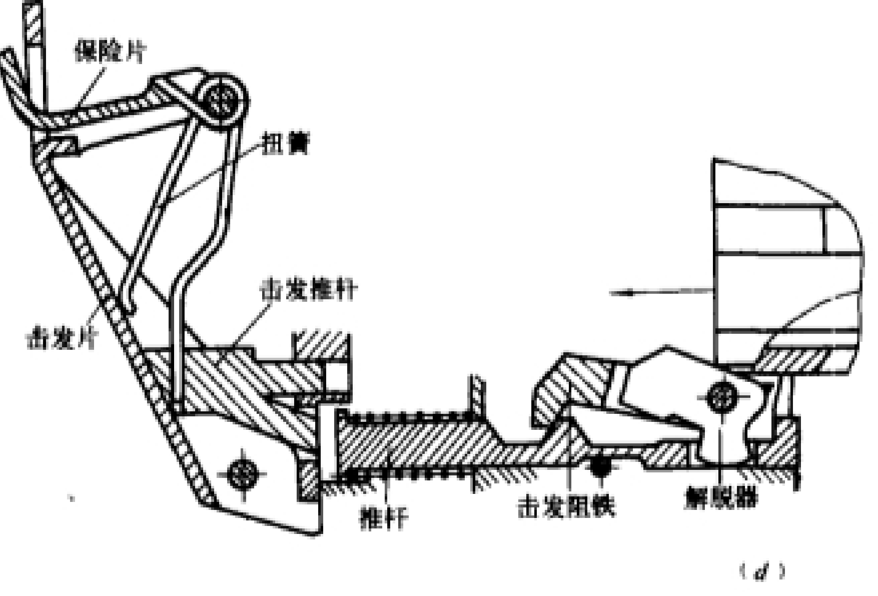


图6－2 1957年式7 62mm重机枪发射机构
(a)待发状态；(b)击发阻铁下降位置；(c)发射时的传动过程；(d)停射时的传动过程

采用这种发射机构的武器，其优缺点有

优点：

(1) 结构简单。它不需专设防止早发火的保险装置，由闭锁机构本身给以保证；利用枪机框(或枪机)兼作击发机构的击锤(或击针体)，并利用复进簧兼作击锤簧(或击针簧)，从而使结构大大简化。

(2) 易于冷却枪管。这种发射方式，停射时枪机停留在后方位置，枪膛敞开，膛内无弹，免除因枪弹自燃而发生射击事故，且便于冷却枪管，适合火力强度大的武器使用。

缺点：

(1) 停射挂机时撞击力大，要

注意各零件的强度；

(2) 从解脱阻铁至击发的时间过程较长，因而首发命中率较低。

连发发射机构适用于轻、重机枪和高射机枪中。操作方式与武器的种类有关，轻机枪和通用机枪一般采用扳机扣引式，以便于抵肩射击；重机枪和高射机枪常用左右对称的扳机按压式，以便于扫射；对装在车体枪架上的高射武器，最好采用足踏踏板式的发射机构。

二、单发发射机构

根据火力要求的不同，只有手枪和步枪这类半自动武器实施单发，采用单发发射机构。

在这类武器中，一般选取用击发簧能量工作的击发机构，因此发射机构的阻铁头都与击锤或击针相扣合。为了实现单发射击，这种发射机构中有一专门的单发装置，它使击发阻铁在每次发射后能自动与扳机有关零件分离，击发阻铁可恢复到原来的位置。当活动机件后退把击锤压到后方位置时，不管射手是否已放松了扳机，阻铁头都应保证把击锤扣住。而当射手松开扳机后，扳机又自动与击发阻铁相扣合，使击发机构处在待发位置而实施单发。

这种发射机构的优点是：击发机构处在待发状态时，枪弹已入膛，枪机已闭锁，击发时，击锤对武器的撞击力小，击发的时间短，有利于提高武器的射击精度；由于单发武器的火力强度较小，故待发时枪机停在前方亦不致产生自发火现象。其缺点是这种机构的结构较复杂。

在半自动的武器中，使击发阻铁恢复到原来位置以实现单发的措施很多，现举几种常见的形式。

1. 活动机件后坐完成强制分离

当活动机件(枪管与套筒)后坐时，通过一压杆强制扳机与阻铁分离而实现单发。1954 年式 7.62mm 手枪的发射机构就是此类型，如图 6—3 所示。

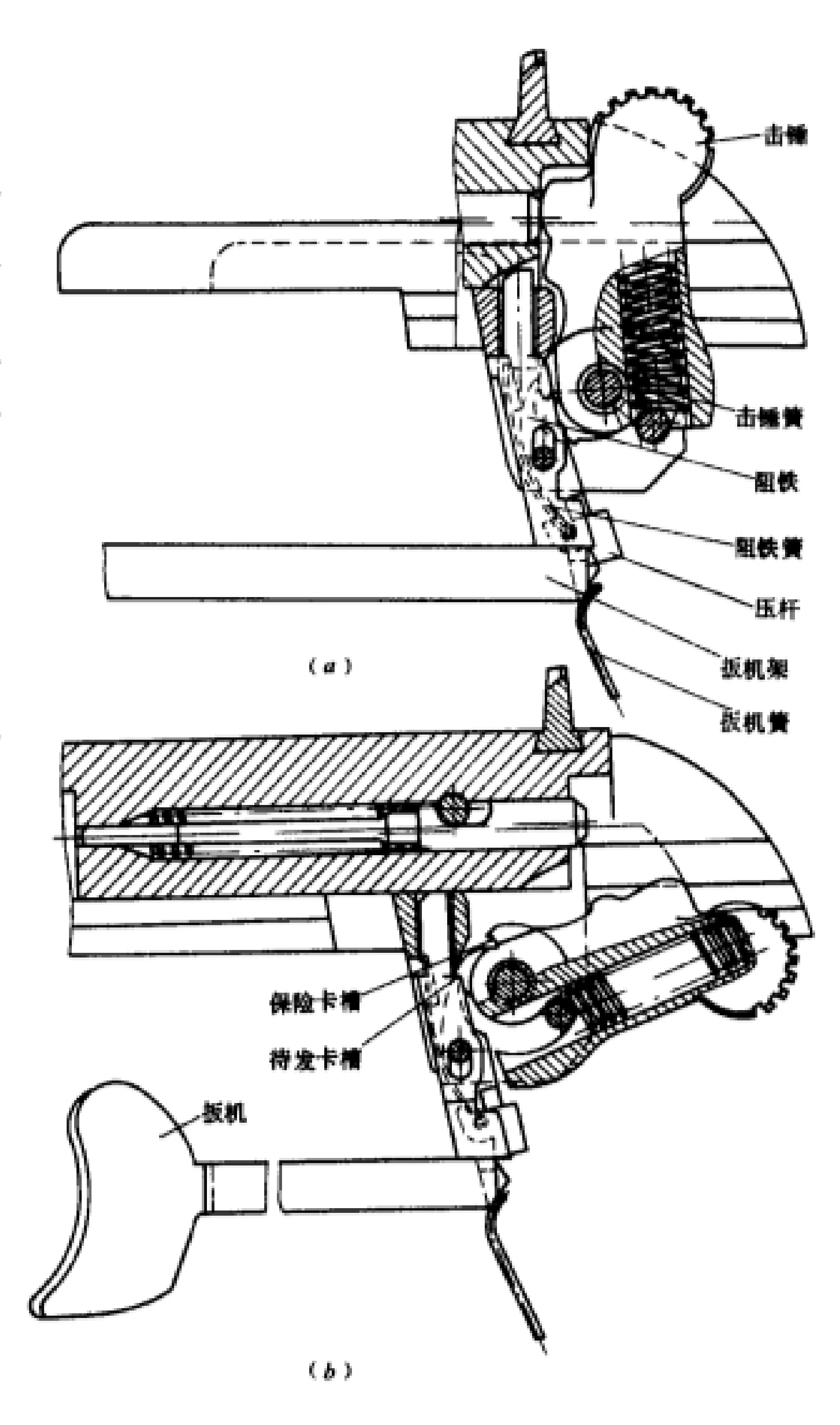


图 6—3　1954 年式 7 62mm 手枪发射机构
(a)击发时的状态；(b)套筒后坐时的状态

射击时，扣引扳机，扳机推阻铁下端向后，使其尖端向前，压缩阻铁簧，解脱击锤而击发，如图 6—3(*a*)所示。

发射后，套筒后退将压杆压下，压杆又压扳机架使之与阻铁分离，阻铁在簧力作用下恢复原位。当套筒继续后退将击锤压倒时，击锤则被阻铁卡住停在后方，如图 6—3(*b*)所示。当套筒

复进放开击锤时，阻铁则将击锤控制在待发位置。

套筒复进到位后，放松扳机，扳机在簧力作用下恢复原位，同时推压杆向上，扳机架后端重新对准阻铁，击发机构又处于待发状态。

2. 击锤回转完成强制分离

利用击锤的回转运动来完成强制分离，使扳机与阻铁自行滑脱，以实现单发。1956 年式 7.62mm 半自动步枪的发射机构即为此类型，如图 6－4 所示。

待发状态时，扳机推杆的前端对准阻铁的后端面。如图 6－4(*a*)所示。

击发时，扣引扳机，扳机推杆推阻铁向前，解脱击锤而击发。在击锤向前回转的同时，其弧形凸起压下不到位保险，迫使扳机推杆前端与阻铁脱离，虽然手扣扳机未放，但阻铁在簧力的作用下已恢复原位，如图 6－4(*b*)所示。击发后，枪机后退带动击锤向后回转，击锤压下单发杠杆，再次迫使扳机推杆的前端处于阻铁下方位置，以确保单发动作的可靠，如图 6－4(*c*)所示。

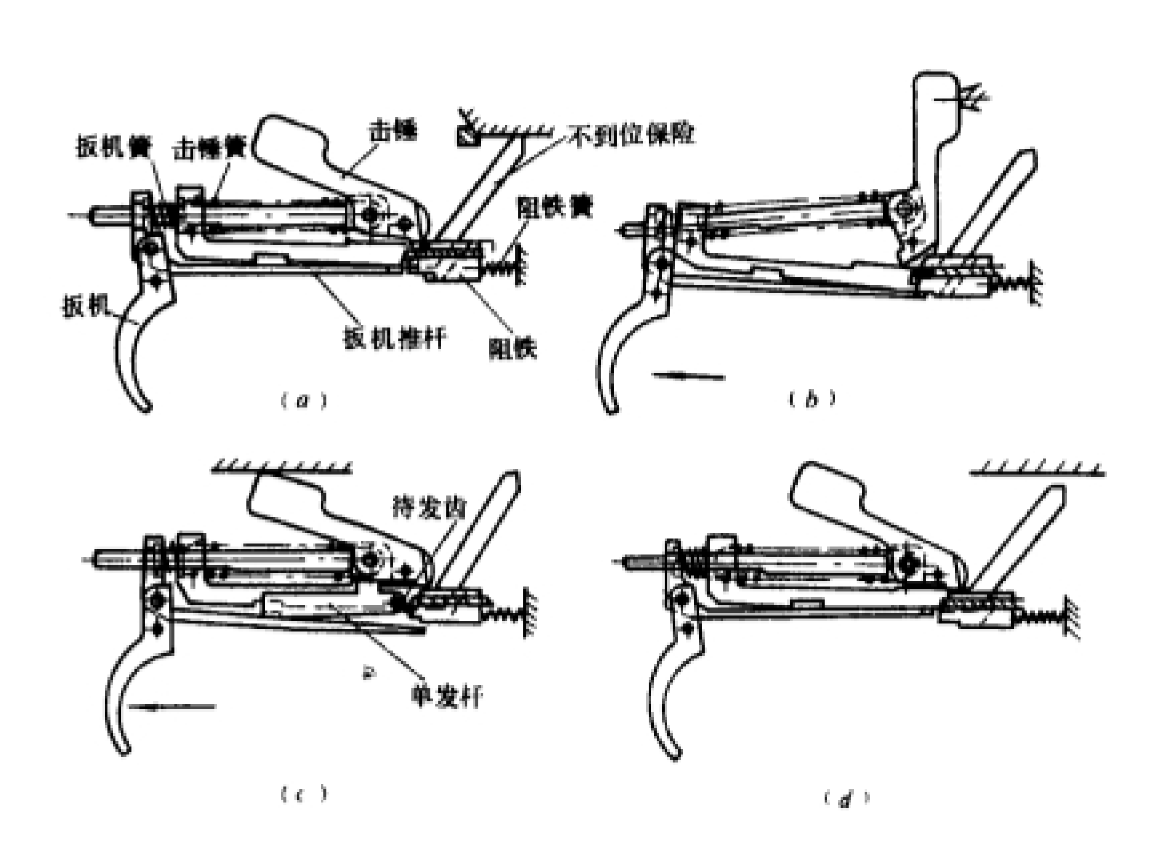


图 6－4　1956 年式 7.62mm 半自动步枪的发射机构

(*a*)待发状态；(*b*)击发状态；(*c*)压下单发杠杆状态；(*d*)松开扳机但枪机尚未闭锁时状态

放松扳机后，扳机推杆在簧力作用下上抬，其前端对正阻铁，如图 6－4(*d*)所示。当枪机复进到位闭锁，压下不到位保险杠杆，使板机推杆前端对正阻铁，击锤被阻铁卡住成待发状态。

3. 阻铁簧力完成强制分离

利用击发后阻铁簧的能量，使阻铁与扳机分离(阻铁上有椭圆孔能沿阻铁轴平移)，当活动机件后退压倒击锤后，利用击锤簧的能量使阻铁回到待发位置。英 L1A1 式 7.62mm 半自动步枪的发射机构即是此种类型，如图 6－5 所示。

待发状态时，不到位保险已被解脱，击锤被阻铁前端卡住，如图 6－5(*a*)所示。

发射时，扣引扳机旋转，迫使阻铁后端上升前端下降，解脱击锤进行击发。阻铁解脱击锤后在阻铁簧的作用下前移(由椭圆孔限制其前移量)，其前端上抬抵在击锤下方，后端滑到扳机上方的台阶下面，为单发作好准备，如图 6－5(*b*)所示。击发后手扣扳机没放，枪机后坐压倒击锤，击锤先被不到位保险卡住，随后阻铁前端也进入击锤的卡槽，如图 6－5(*c*)所示。

放松扳机后，扳机回转复位，由于受击锤簧的推压，阻铁向后移动，其尾端滑到扳机平台上方。如枪机已复进到位并解除了不到位保险，则发射机构又恢复到如图 6－5(*a*)所示的待发状态。

三、单连发发射机构

采用单连发发射机构的武器，便于射手根据战斗需要选用射击方式。这种发射机构，是由单发和连发两个机构结合而成。它既有专门的单发装置使击发阻铁在每次发射后自动与扳机有关零件分离，又有使击发机构能自动发射的连发装置。例如：如果击发机构是利用击发簧能量工作的，为了进行连发射击，在发射机构中除了有由射手直接操纵完成发射和停止射击的扳机外，还必须有由活动机件控制的自动发射装置，由它在每发中解脱击锤（或击针）。这个装置还起着不完全闭锁就不能击发的保险作用。

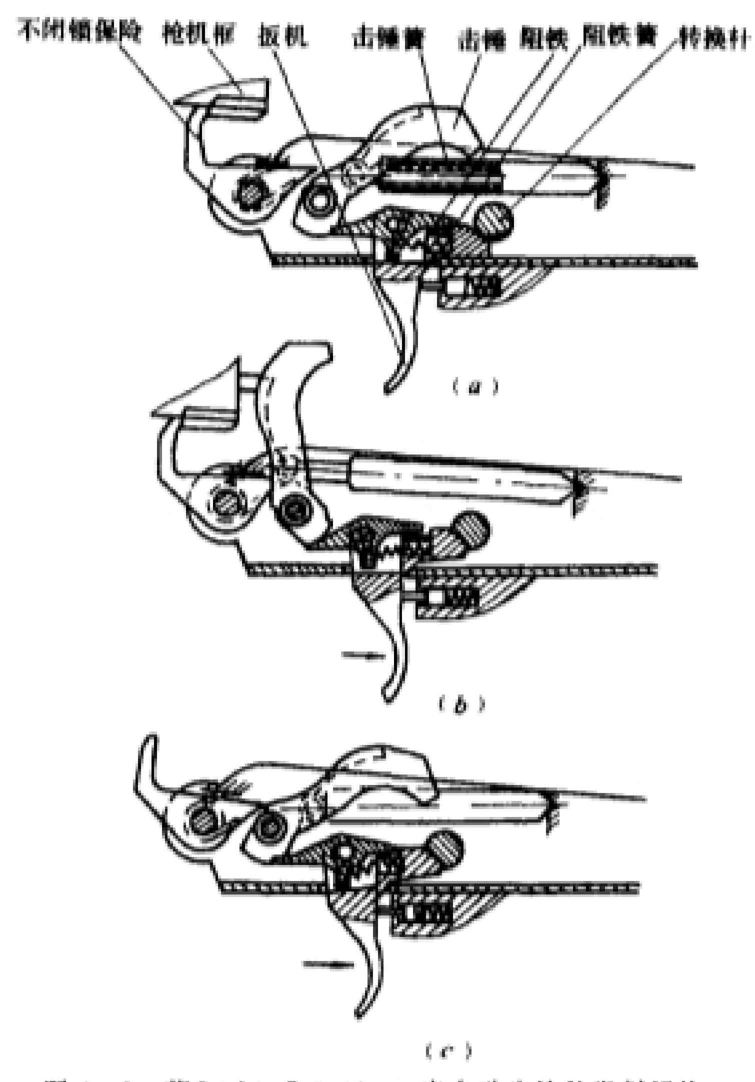


图 6－5　英 L1A1 式 7.62mm 半自动步枪的发射机构
(*a*)待发状态；(*b*)击发状态；
(*c*)击锤压倒（未松扳机）状态

单发与连发的变换，一般通过一简单装置来实现。如采用带槽的回转圆杆、移动离合器、改变扳机行程和改变扳机转角等。其中以采用回转圆杆来改变单连发的方式较多，这种带槽的回转圆杆，称为发射转换器。

下面列举几个典型的实例，以介绍其结构原理和结构特点。

1. 转换杆式单连发机构

转换杆上开有若干深浅不同的缺口，转动转换杆来控制扳机拉杆的高低位置，以实现单发、连发和保险。捷 ZB－26 式 7.92mm 轻机枪的发射机构即为此例，如图 6－6 所示。

转换杆在单发位置时，扳机的拉杆分离头上升。扣引扳机时，扳机带动拉杆向前移动，拉杆尾部的上拉钩，钩住阻铁下臂拉杆窗的上壁，使阻铁回转，放开活动机件实施击发。活动机件在复进过程中，压拉杆分离头向下，使拉钩与阻铁分离并进入阻铁下臂的拉杆窗内，阻铁头在阻铁簧的作用下上抬。当活动机件后退到位再复进时，被阻铁扣住，不能发射。只有放开扳机，使拉杆的上拉钩与阻铁重新钩住，如图 6－6(*b*)所示。再扣扳机才能发射，实现单发射击。

转换杆在连发位置时，转换杆将拉杆压下，拉杆分离头下沉。若扣引扳机，拉杆尾部的下拉钩钩住阻铁下臂拉杆窗的下壁，使阻铁回转，放开活动机件，产生击发。活动机件复进，不与拉杆分离头接触，故阻铁头不能上升而实现连发射击。若放松扳机，使拉杆向后移动，阻铁在簧的作用下上升。活动机件后退到位再复进时，阻铁将其扣住而停止射击，如图 6－6(*a*)所示。

转换杆在保险位置时，拉杆的两个拉钩在阻铁下臂的拉杆窗中间，不与阻铁接触，如图 6－6(*c*)所示。因而虽能扣动扳机，但阻铁不能回转，形成保险。

这种发射机构结构较简单，拉杆簧兼作扳机簧。但动作可靠性差一些，尤其是保险状态的可靠性差。

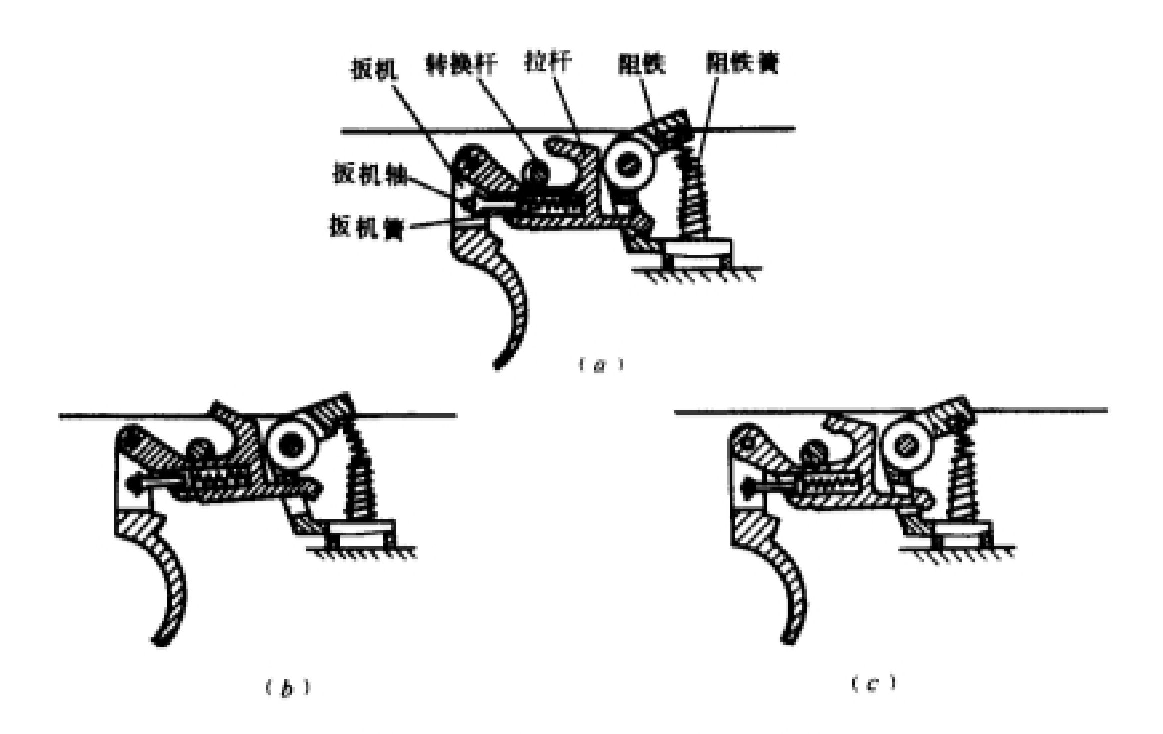


图 6－6　捷 ZB－26 式 7 92mm 轻机枪的发射机构

(a)连发状态；(b)单发状态；(c)保险状态

2. 离合器平移式单连发机构

通过移动离合器，来改变单发杆的前后位置，控制扳机头与阻铁的关系，以实现单发和连发射击。1950 年式 7.62mm 冲锋枪的发射机构即为此类型，如图 6－7 所示。

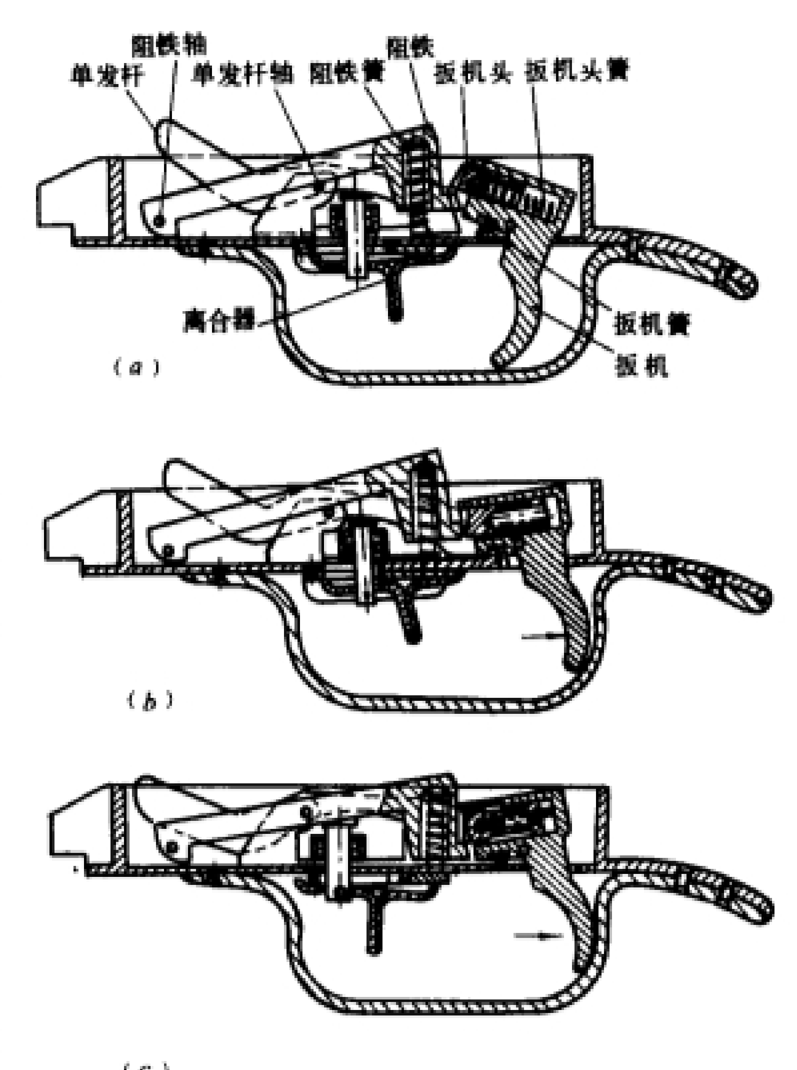


图 6－7　1950 年式 7 62mm 冲锋枪的发射机构

(a)单发状态；(b)单发发射后扳机头被挤进的情况；(c)连发状态

单发射击时，首先拉离合器向后，此时单发杆的后端靠近扳机头。当枪机呈待发状态时，单发杆前端上抬，如图 6－7(a)所示。手扣扳机，弹性扳机头压阻铁向下回转，放开枪机。枪机复进，推压单发杆前端，其后端则向上挤压扳机头，使它进入扳机体内而与阻铁分离，阻铁在其簧力的作用下上升，如图 6－7(b)所示。当枪机后坐到位再次复进时，又被阻铁扣住。手放松扳机时，扳机在扳机簧的作用下恢复原位，扳机头滑过阻铁后，被其簧推同，又与阻铁扣合，恢复到如图 6－7(a)所示的待发状态，若再扣扳机才可重新射击，形成单发。

连发射击时，将离合器推到前方，单发杆后端不与扳机头接触，前端也不伸入机匣。扣引扳机压下阻铁，若扣住扳机不放，扳机头与阻铁不再分离，故阻铁不能上升，枪机往返运

动无阻，形成连发射击，如图 6－7(*c*)所示。

3．扳机行程变化的单连发机构

这种机构的典型例子有德 MG－34 式 7.92mm 轻机枪的发射机构，如图 6－8 所示。

机枪成待发状态并进行保险，发射机构各构件所处位置如图 6－8(*a*)所示。

单发射击时，扣扳机上弧，离合杆、连发机与扳机一同向后移动，压缩扳机簧。离合杆后端推击发推杆后移顶传动杆转动，传动杆前臂压阻铁向下转动而放开枪机。扳机后移至连发机尾部顶住扳机座为止。枪机复进中推离合杆转动，使离合杆后端与击发推杆前端脱离接触。阻铁头在阻铁簧作用下上升，枪机后坐到位再复进时，又被阻铁扣住，不能击发，如图 6－8(*b*)所示。放开扳机后，扳机、离合杆与连发机恢复原位，离合杆尾端又与击发推杆前端接触，使发射机构恢复到待发状态。

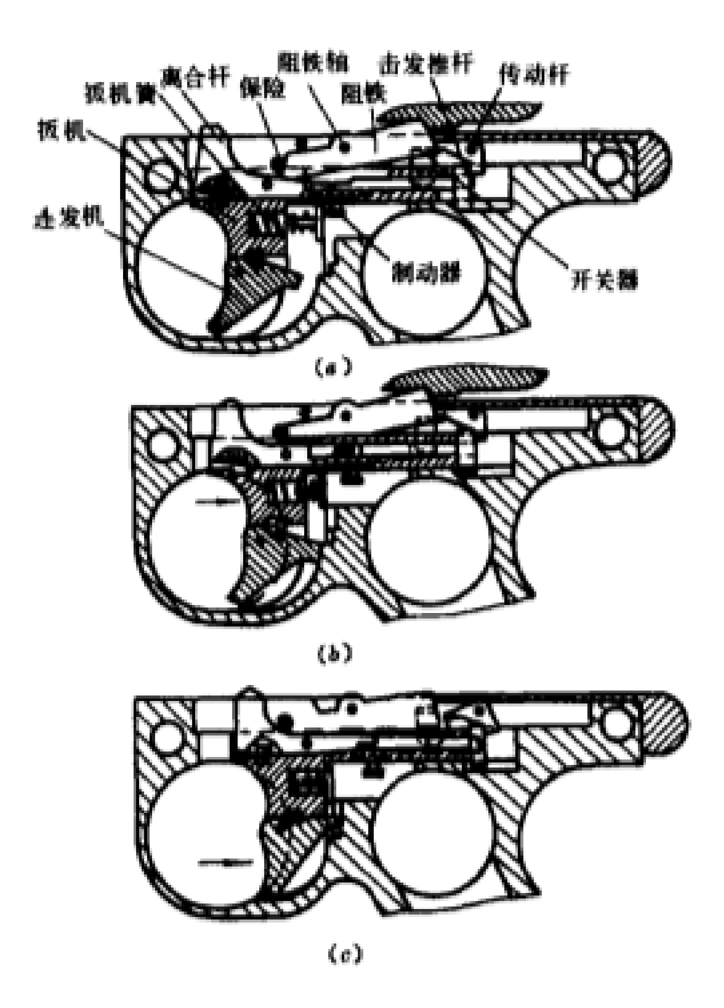


图 6－8　德 MG－34 式 7 92mm 轻机枪的发射机构
(*a*)待发保险状态；(*b*)单发状态(击发后又挂机)；(*c*)连发状态

连发射击时，扣扳机的下弧(或两个手指扣扳机)，如图 6－8(*c*)所示。由于连发机先转动，则扳机移动距离比单发时长。扳机与离合杆顶击发推杆后退，通过传动杆使阻铁回转而放开枪机。枪机复进时推离合杆转动，使阻铁、传动杆和击发推杆恢复原位；但因扳机继续向后移动，扳机体的尾端直接推击发推杆头部并一起后移，通过传动杆再次压下阻铁，使阻铁处在发射位置，机枪则进行连发射击。

4．扳机转角变化的单连发机构

捷 VZ－52 式 7.62mm 轻机枪的发射机构属此类，如图 6－9 所示。

单发射击时：扣压扳机上部，扳机顺时针方向转动并带扳机连杆回转，通过一套简单的传动装置使阻铁旋转，解脱活动机件；此时单发杆的尾杆没有回转，单发杆头凸出于机匣内，活动机件运动时撞击单发杆头，迫使其向下，于是单发杆尾杆反时针转动，使阻铁上抬，如图 6－9(*b*)所示。当阻铁上抬时，单发杆上的凸齿便将其顶起，所以阻铁就不能解脱再次挂住的活动机件，形成单发。欲再次发射，须先松扳机，重新扣引。

连发射击时：扣压扳机下部。扳机连杆向后，通过传动迫使阻铁回转，解脱活动机件；同时扳机底端向后的凸起又顶在单发杆的尾杆上，使其逆时针方向转动，而单发杆头向下，离开活动机件往复运动的路线。因此阻铁挂不住活动机件，只要手扣扳机不放，即可连续射击，如图 6－9(*c*)所示。

四、点射发射机构

射手扣压一次扳机，能连续射出一定数量的枪弹(一般为 3 发)的发射机构称为点射发射机构。它有专门的零部件(例如棘轮装置)控制或代替阻铁，使之发射规定数量的枪弹。点射发

射机构多用于突击步枪中，并与单发或单连发发射机构合用。图 6－10 所示为比 FNC5.56mm 自动步枪的发射机构[15]

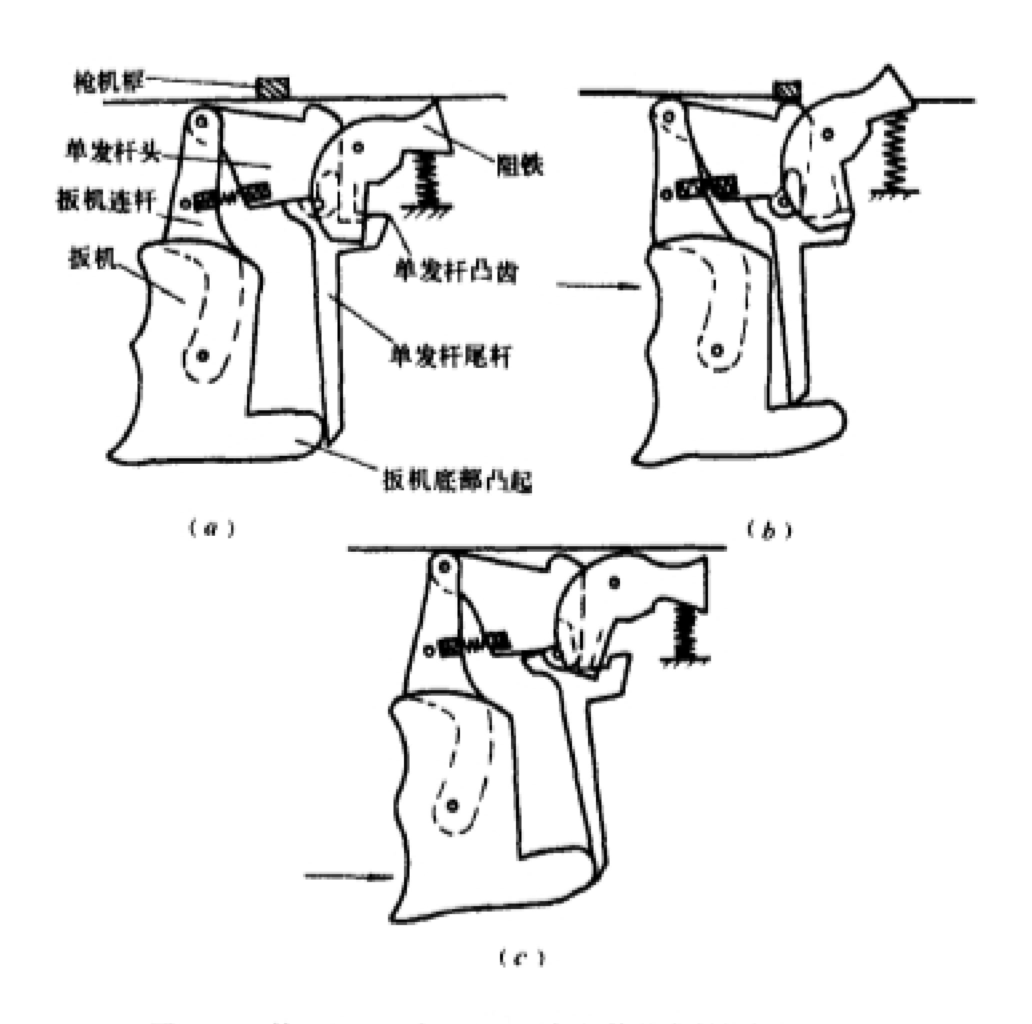


图 6－9　捷 VZ－52 式 7.62mm 轻机枪的发射机构

(a)结构示意图；(b)单发时击发后发射机构状态——阻铁被单发杆凸齿顶起；(c)连发时发射机构动作原理图

此枪的发射机构具有三发点射装置。当快慢机装定于“3”(点射)位置时，完成第一发装填，枪机到达最前方并解脱不到位保险后，击锤挂在连发阻铁上，这时各构件位置如图 6－10(*a*)所示。

第一发射击：

扣压扳机，连发阻铁向前旋转解脱击锤，在击锤簧作用下，击锤带动拨动卡笋旋转，拨动卡笋拨动支臂杠杆前端第一个齿的下平面回转，而支臂杠杆后端滑过单发阻铁上的固定卡笋，在簧力的作用下，固定卡笋卡入第一个齿槽中，击锤同时打击击针而击发第一发枪弹，如图 6－10(*b*)所示。

第二发射击：

枪机后坐压倒击锤，击锤回转带动拨动卡笋让过支臂杠杆第二个齿爪，在拨动卡笋簧的作用下拨动卡笋回位。枪机二次进弹复进到位并解脱不到位保险，击锤在簧力作用下旋转，同时带动拨动卡笋拨动支臂杠杆前端第二个齿的下平面一起旋转，使单发阻铁上的固定卡笋与支臂杠杆后端的第一个齿槽分离并进入第二个齿槽，在单发阻铁簧作用下卡紧，这时支臂杠杆下面与限制杠杆下面弯曲部的 *D* 面刚好接触。击锤打击击针完成第二发射击。

第三发射击：

枪机后坐压倒击锤，击锤回转时带动拨动卡笋让过支臂杠杆前端第三个齿爪，在簧的作用下复位。枪机三次进弹复进到位并解脱不到位保险，击锤在簧力作用下旋转，同时带动拨动卡

笋拨动支臂杠杆前端第三个齿的下平面旋转，由于 D 面的限制，支臂杠杆迫使限制杠杆一起回转，使限制杠杆的 B 面越至单发阻铁上固定卡笋的前端面，在单发阻铁簧作用下而扣合，使得单发阻铁成为连发状态，击锤打击击针完成第三发射击，如图 6－10(*c*)所示。

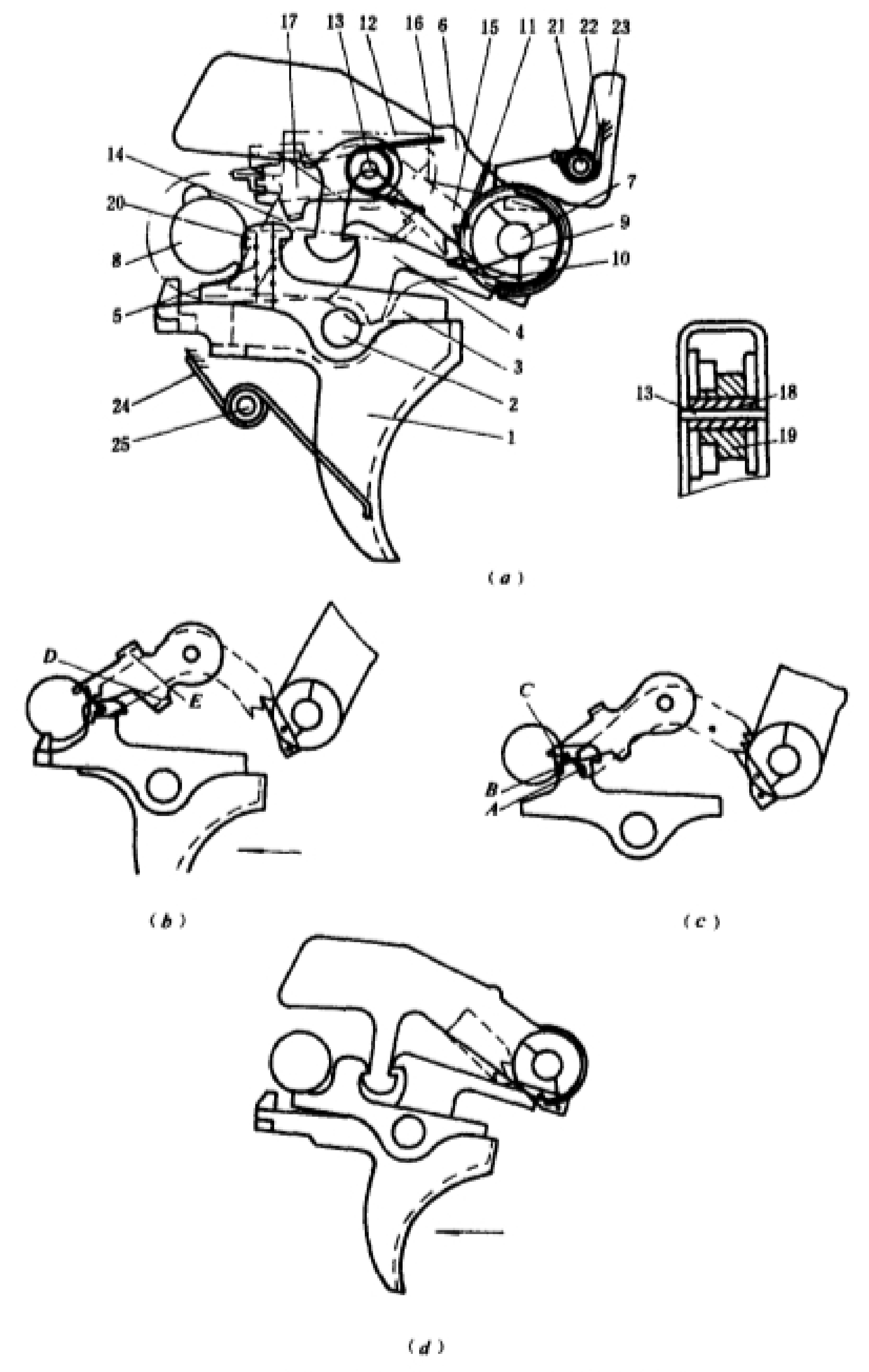


图 6－10　比 FNC5 56mm 自动步枪的发射机构

(*a*)三发点射待发状态；(*b*)点射第一发射击后状态；(*c*)点射第三发射击后状态；(*d*)点射第三发终止不松扳机时状态

1－扳机；2－扳机轴；3－单发阻铁；4－连发阻铁；5－单连发阻铁簧；6－击锤；7－击锤轴；8－快慢机变换轴；9－拨动卡笋；10－拨动卡笋轴；11－拨动卡笋簧；12－点射机支座；13－点射机轴；14－点射机变换杠杆；15－点射机支臂杠杆；16－点射机簧；17－点射机限止杠杆；18－空心距离套管；19－点射机簧轴(又起距离垫作用)；20－单发阻铁上的固定卡笋；21－不到位保险轴；22－不到位保险簧；23－不到位保险；24－扳机簧；25－扳机簧轴

枪机再次后坐压倒击锤，击锤回转带动拨动卡笋，拨动卡笋在簧作用下回位，同时支臂杠杆在点射机簧作用下回转二发空行程，这时支臂杠杆通过 E 面带动限制杠杆一起回转，使限制杠杆 B 面和单发阻铁上固定卡笋前端面解脱，于是单发阻铁向前挂住击锤，枪机四次进弹复进到位并解脱不到位保险，而击锤成单发状态，如图 6－10(*d*)所示。

松开扳机，击锤被单发阻铁解脱的同时又被连发阻铁挂住，而再次成为三发点射状态，如图 6－10(*a*)所示，再扣扳机又发射另一个三发点射。

为满足现代战争的需求，连发武器装点射机构是今后发展的一种趋势。是高射速枪械提高一次发射命中公算和节省枪弹的有效措施。如法 FAMAS 5.56mm自动步枪也使用了点射机构。

五、双动发射机构

双动击发是指击锤处于前方位置时，手扣扳机，击锤能自动后倒并压缩击锤簧；继续扣扳机时，击锤即自行解脱，向前回转打击击针使枪弹发火。图 6－11 所示即为 1959 年式 9mm 手枪的双动发射机构。

手扣扳机，拨动子在其簧力作用下，向后上方转动。拨动子上的拨动卡齿推击锤上的双动卡齿，使击锤后倒，压缩击锤簧(自动待击)，如图 6－11(*c*)所示。

继续扣引扳机时，拨动子上方的单发凸笋后平面与阻铁上的阻铁凸笋前面接触，单发凸笋回转受到限制，拨动子不再推击锤转动，而沿阻铁凸笋前面上升。上升一定高度，当击锤待发卡槽即将接近阻铁头时，击锤上双动卡齿滑过拨动子上的拨动卡齿，击锤被解脱，在簧力作用下向前回转，打击击针而击发，如图 6－11(*d*)所示。在击锤被解脱的同时，拨动子的击发面上抬阻铁头。若松开扳机后再扣，即可重新进行双动击发。

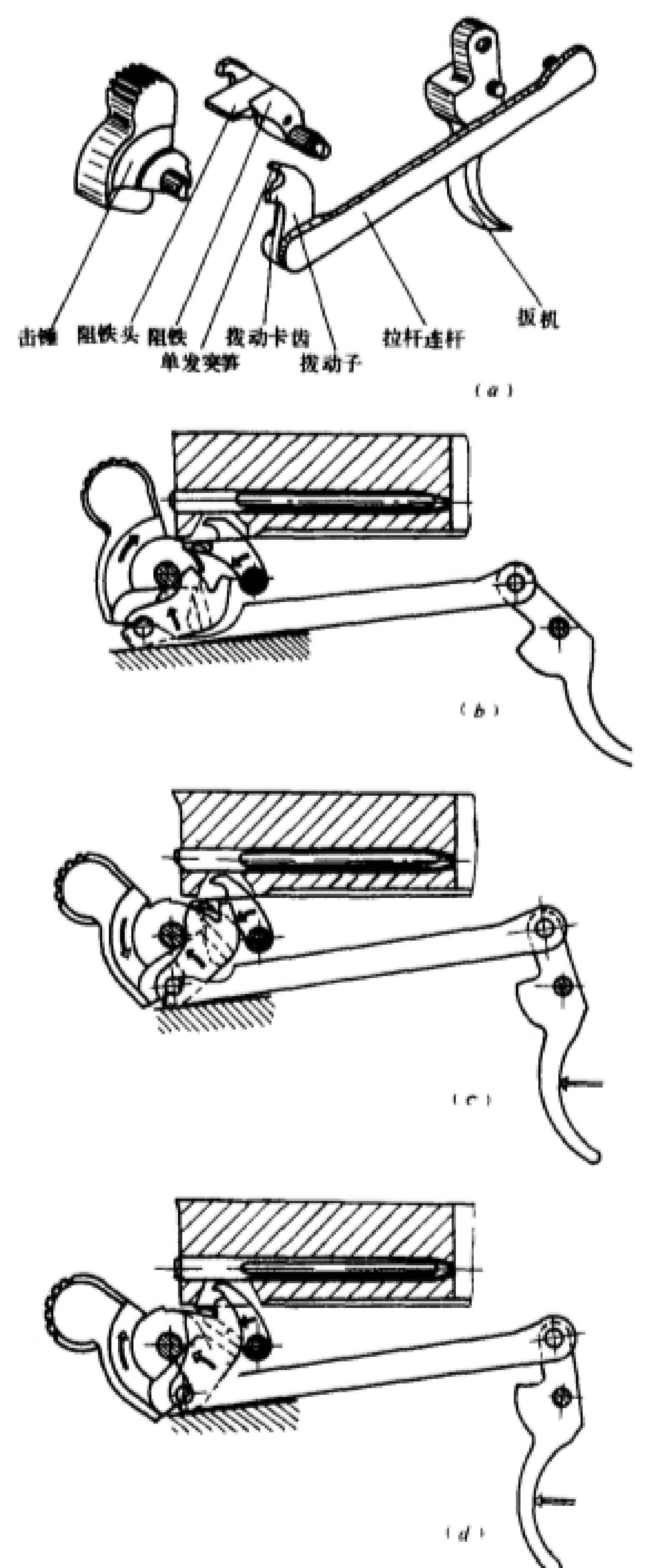


图 6－11　1959 年式 9mm 手枪的双动发射机构
(*a*)发射机构的主要零件；(*b*)发射机构平时状态；(*c*)扣压扳动击锤向后回转；(*d*)扣压扳机，解脱击锤向前回转

这种机构的优点是：当膛内有枪弹时，能争取时间迅速射击；对于瞎火的枪弹，也便于立即补火。

六、电控发射机构[26]

靠电磁铁控制阻铁运动，以实现击发或停射的机构称为电控发射机构。

这种机构主要用在坦克机枪、航空机枪或航空自动炮上，因射手不能直接操纵扳机，一般采用遥控电击发机构。如图6－12所示为前苏联H－37航空自动炮的电控发射机构。

发射时按压电钮，电磁铁5通电，吸引铁芯6向下运动，使杠杆7和8转动，推压推杆向前，其下端支撑面 a 离开阻铁，阻铁在炮闩及复进装置作用下自动放开，如图6－12(a)所示，火炮实施射击。只要不放松电钮，阻铁斜面 b 始终被挂住，就可连续射击。

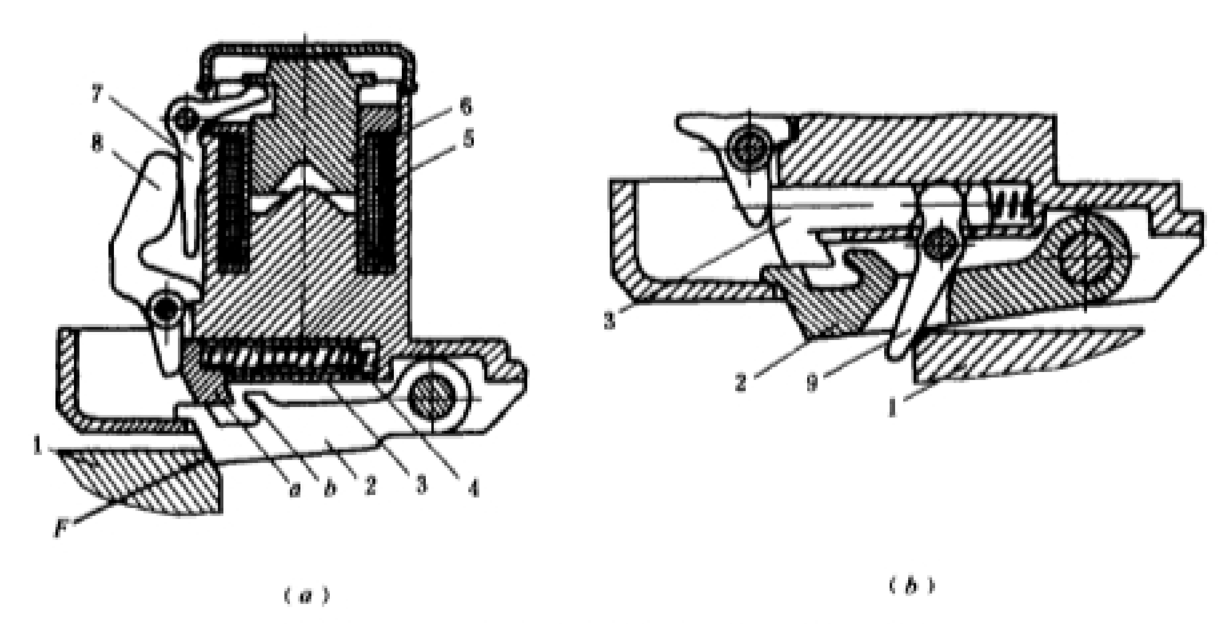


图6－12 前苏联H－37航空自动炮的电控发射机构

(a)机构处于待发状态；(b)停射时的传动过程。

1－炮闩；2－阻铁；3－推杆；4－推杆簧；5－电磁铁；6－铁芯；

7－杠杆；8－杠杆；9－解脱杠杆；a－支撑凸起；b－斜面

当放松电钮断电后，则在推杆簧力的作用下各构件回位，炮闩再次复进即被扣住而停止射击。若停射时，炮闩位于阻铁的前方，为了不发生撞击和卡死而损坏零件，还装有如图6－12(b)所示的保险机构，其作用原理同1957年式7.62mm重机枪发射机构的解脱装置。

§6.2 发射机构动作的几何分析

6.2.1 几何分析的目的

发射机构的结构方案初步确定后，须先在图纸上进行几何分析，其目的是检查结构的合理性和动作的可靠性。

几何分析的主要内容有以下几方面：

1. 机构动作的可行性

检查所拟制的方案能否可靠地完成连发、单发和点射动作以及保险作用。检查单连发发射机构在火力变换后，应确实保证不发生差错。

2. 各零部件的形状及其相关性

确定发射机构中各零部件的形状和尺寸，以及零件的相互位置。

3. 重要技术指标的完成性

扳机行程和扳机力是发射机构中的重要技术指标，应分析和计算是否达到要求。

4. 主要特征量的满足性

各零件装配后扣合面的重叠量或间隙量的范围应作必要的初步的尺寸链分析和计算。

6.2.2 几何分析的方法

一、手动分析及动作模拟[1]

这是一种常规的方法。将发射机构中的运动零件放大（一般放大 2～5 倍）绘制在透明纸上，按其装配关系在同样放大倍数的主体零件（机匣或扳机座）图上进行动作（回转轴处用大头针固定在图板上），检查其各动作的可行性。发现问题后可调整修改零件位置、形状或尺寸并重新检查。

现以 1956 年式 7.62mm 冲锋枪为例，说明如何应用几何分析来检查单连发动作的可靠性。各种射击状态下各零件的相关位置，如图 6－13 所示。

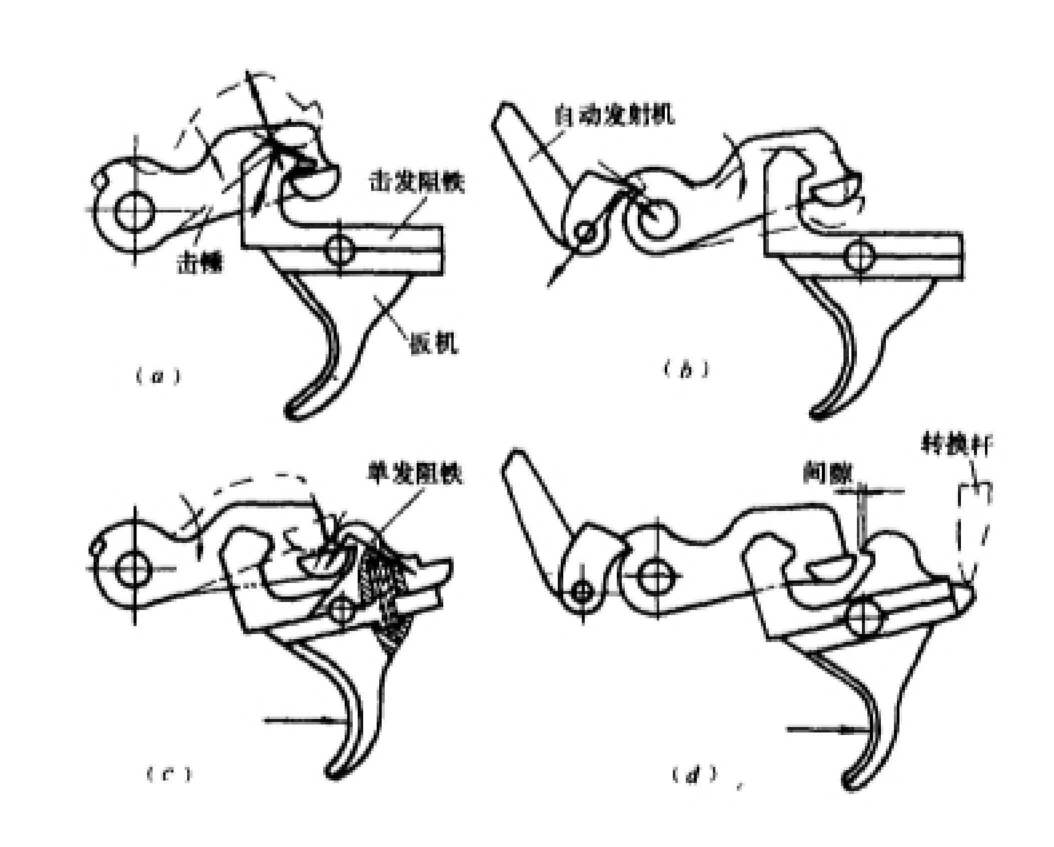


图 6－13 1956 年式 7 62mm 冲锋枪的发射机构

(a)检查击锤与击发阻铁扣合的可靠性；(b)确定自动发射机的位置；

(c)检查单发阻铁的动作可靠性；(d)保证在连发位置时不产生单发

1. 检查击锤与击发阻铁扣合的可靠性

扳机在放松位置，压倒击锤，击锤头部压在击发阻铁头上，迫使它向前回转，并越过击发阻铁头。否则，必须改变击锤头部与击发阻铁头上部的形状，使它们接触时，力的作用线应通过扳机轴的前方，如图 6－13(a)点划线部分所示。

击锤头部越过击发阻铁后，转动扳机图形回到原位，使击锤与击发阻铁扣合，击锤与击发

阻铁应有适当的扣合面，本枪此处的扣合量应≥3mm。否则，必须改变击发阻铁与击锤的击发卡座的接触面，并使它们扣合力的作用线通过扳机轴或在该轴的前方，使扳机不能向前回转，如图 6—13(*a*)实线部分所示。

2. 确定自动发射机(不到位保险)的位置

当枪机框由击锤与击发阻铁头扣合位置起再压倒击锤时，击锤的卡槽应被自动发射机扣住。击锤卡槽与自动发射机的扣合面应有一定尺寸，本枪为≥1.7mm。扣合面上力的作用线应通过自动发射机轴或在该轴的后方，如图 6—13(*b*)实线部分所示。当枪机框到达最后方时，击锤处于最下方的位置，如图 6—13(*b*)虚线部分所示。

当枪机框复进使枪机闭锁，自动发射机回转臂完全压下以后，自动发射机应自击锤的卡槽内完全脱出。

3. 检查单发阻铁的动作可靠性

将扳机扣压在行程末时压倒击锤，击锤应能越过单发阻铁头而被其扣住。否则，须改变单发阻铁头及击锤头部的形状，使二者接触时力的作用线通过单发阻铁轴的后方，单发阻铁可以顺利向后回转，如图 6—13(*c*)虚线部分所示。在单发阻铁恢复原位后，击锤向前回转时应能被单发卡座扣住，其扣合面本枪应≥1.8mm，如图 6—13(*c*)实线部分所示。

放松扳机，扳机在簧力作用下回到扣引前的位置。这时击锤应与单发阻铁脱离，再回转一小角度，击锤上的击发卡座就被击发阻铁扣住。

4. 保证在连发位置不产生单发

当变换杆置于连发位置时，单发阻铁被变换杆限制不参与工作。扣引扳机进行连发时，压倒击锤不应与单发阻铁头部相遇。当单发阻铁与变换杆接触和击锤被自动发射机扣住时，击锤与单发阻铁之间应有一定间隙量，本枪的间隙≥0.4mm，足能保证通过，如图 6—13(*d*)所示。

这样，通过上述过程反复调整后，就能得到可靠的位置、尺寸和零件形状。

这种方法往往需要重复多次才能完成，效率低，精度差且很烦琐。

二、计算机分析及动作模拟[16]

利用计算机辅助枪械发射机构的几何分析及动作模拟，编制其应用软件。使之方便而又准确地实现发射机构的几何分析、动作模拟、绘制机构部位图及尺寸测量，给科技人员提供有力的分析与设计手段。

1. 要分析解决的关键技术问题

(1) 方便准确地实现不同形状零件图的绘制；

(2) 方便准确地测量零件尺寸，相关位置尺寸及旋转角度；

(3) 能实现零件外形及相关位置尺寸的修改；

(4) 准确地模拟发射机构的动作过程。

2. 计算机辅助发射机构几何分析的实现

基本过程为：

(1) 分析图形的生成　首先生成各参与分析的零件图，形成所需要的“分析图形库”；

(2) 几何分析　根据运动过程将机构分解为几个运动副，对各运动副逐一进行检查及分析，发现问题及时调整及修改；

(3) 零件形状尺寸及位置的修改　输入要改变位置的零件名称及新的参数后，程序可自动进行修改，以新参数替换旧参数，并将修正位置后的图形输出到屏幕上；

(4) 尺寸测量；

(5) 运动模拟。

其具体分析与修改过程，见图 6－14 所示的程序框图。

利用微型计算机辅助发射机构的几何分析及动作模拟，使设计人员能从屏幕上直接检验设计的合理性，并能实施进行设计方案的修改和完善。它完全可以取代传统的手工分析方法，并且方便、迅速、精度高，是今后机构动态分析的主要方法。

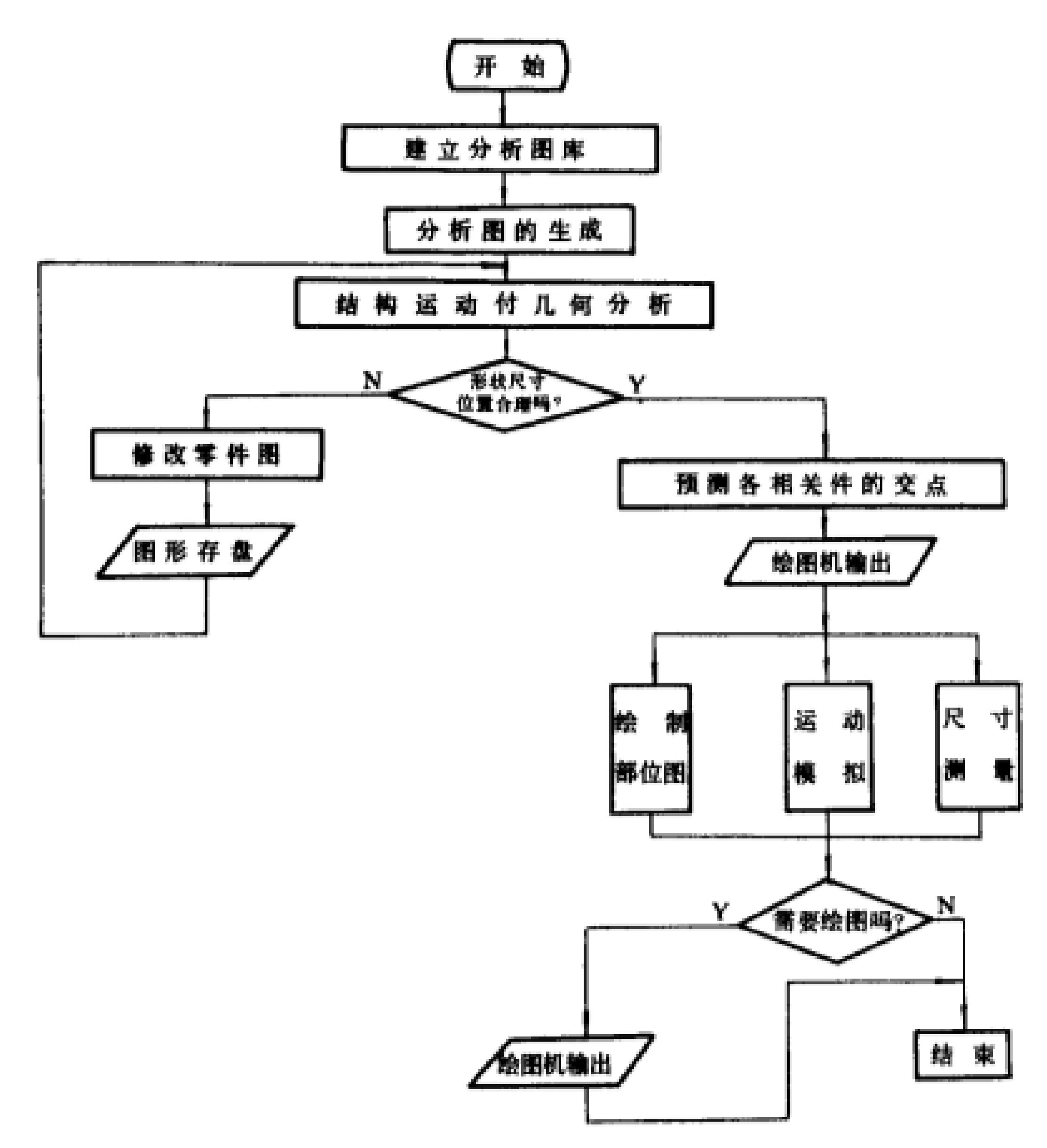


图 6－14　零件几何分析的程序框图

三、尺寸链分析与计算[27]

发射机构的结构和尺寸基本确定以后，应对其各主要性能指标（如扣合量、间隙量、板机行程和扳机拉力等参量）进行尺寸链分析与计算。

编制《尺寸链计算应用软件》（简称 CCLJS 软件）[17]，实现计算机辅助尺寸链分析与计算，不仅节省设计人员的劳动量、大大提高工作效率，更重要的是提高了对机构的分析计算精度。

1. CCLJS 软件的功能

(1) 提供了能求解各种形式的尺寸链方程的校核计算程序；

(2) 提供了尺寸链全部解法（极值法、概率统计法和统计试验法）的计算程序；

(3) 提供了当尺寸链校核计算的结果不满足技术要求时的调整计算的程序；

(4) 应用该软件作尺寸链校核计算时，除需提供写有尺寸链方程式及有关原始数据的用户子程序外，其余计算工作全部由计算机完成。汉字提示、人机对话、操作方便。

2. 尺寸链分析与计算过程

CCLJS 软件的工作过程，参见图 6－15 所示的主程序计算框图。



图 6－15　CCLJS 软件主程序计算框图

3. 分析某轻机枪单发时的扳机行程

(1) 绘出机构简图。绘出相关零件的结合图及有关的零件图，如图 6－16 所示。

(2) 计算条件。

(a) 为简化计算，击锤轴与孔、扳机轴与孔间的间隙不考虑；

(b) 设解脱击锤瞬间如图 6－16(b)，扳机的回转角为 θ，这时手指扣在扳机(由扳机轴孔算起自上至下)3/5 处的行程为所求的行程。

(3) 技术要求。根据使用要求，图纸上规定扳机行程为 4.5～6mm。

(4) 绘尺寸链图。根据击锤解脱状态图，可绘出尺寸链图形如图 6－17 所示。

(5) 建立尺寸链方程。根据尺寸链图(a)，可得二个投影方程；根据发射机构简图的受力平衡状态，将力系对扳机轴中心 O_1 取矩，如图 6－16(a)所示。可得力矩平衡方程(第三个方程)；根据尺寸链图 6－17(b)可得投影方程(第四个方程)。四个方程式所组成的尺寸链原始方程组为

$$\left.\begin{aligned}
&F_2\cos\varphi-(F_3-F_4)\sin\varphi-F_5\cos(\varphi+F_6)+A_1\cos\theta+A_2\sin\theta-D_2=0\\
&F_2\sin\varphi+(F_3-F_4)\cos\varphi-F_5\sin(\varphi+F_6)+A_1\sin\theta-A_2\cos\theta+D_3=0\\
&F'_1B_1+F'B_3-fF'_1B_2-M-M'\frac{180^\circ}{\pi}\theta=0\\
&X-2B_3\sin\frac{\theta}{2}=0
\end{aligned}\right\}\quad(6-1)$$

式中　X——所求的扳机行程。

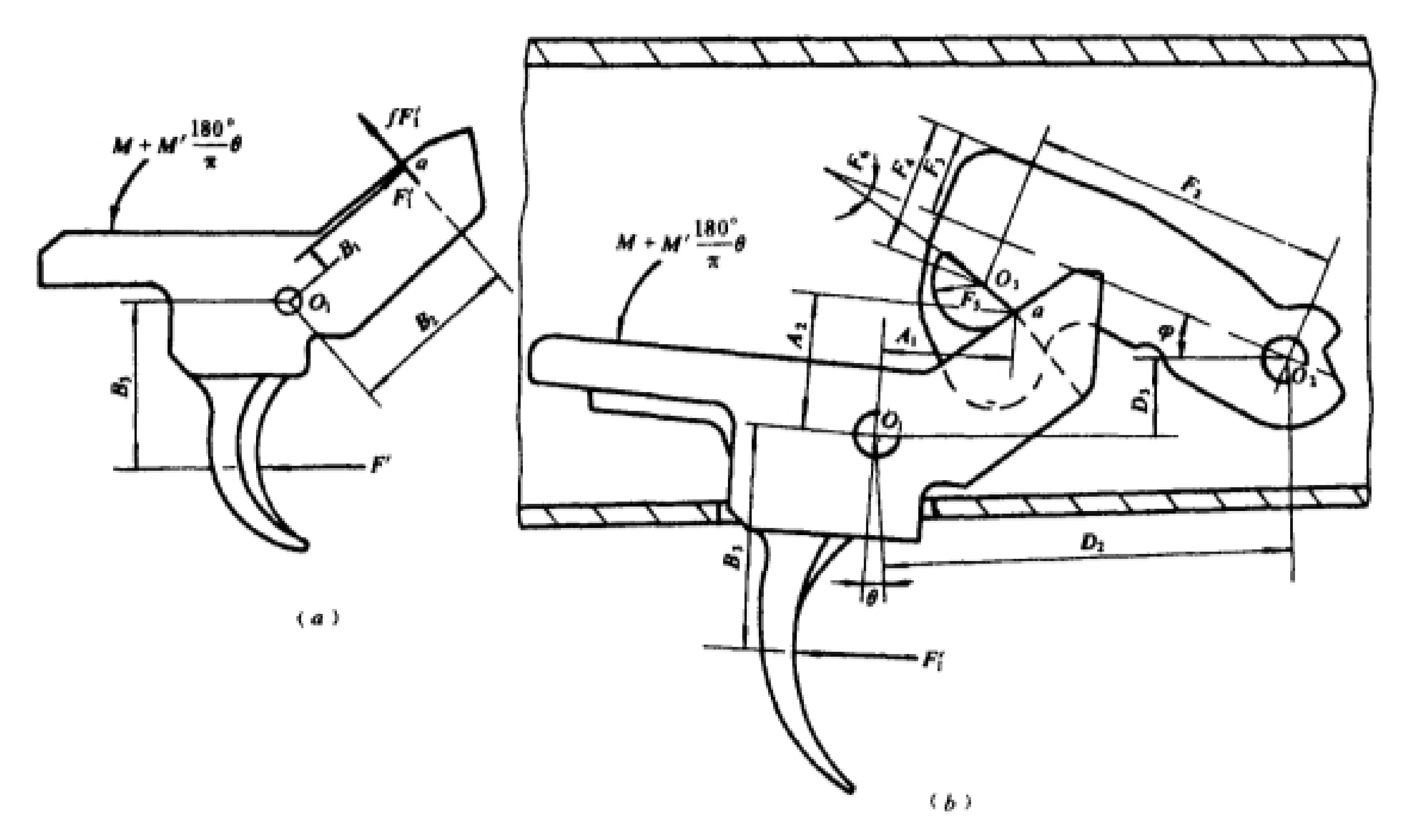


图 6—16　某轻机枪的发射机构简图

(a)扳机零件　　(b)击锤被解脱瞬间状态

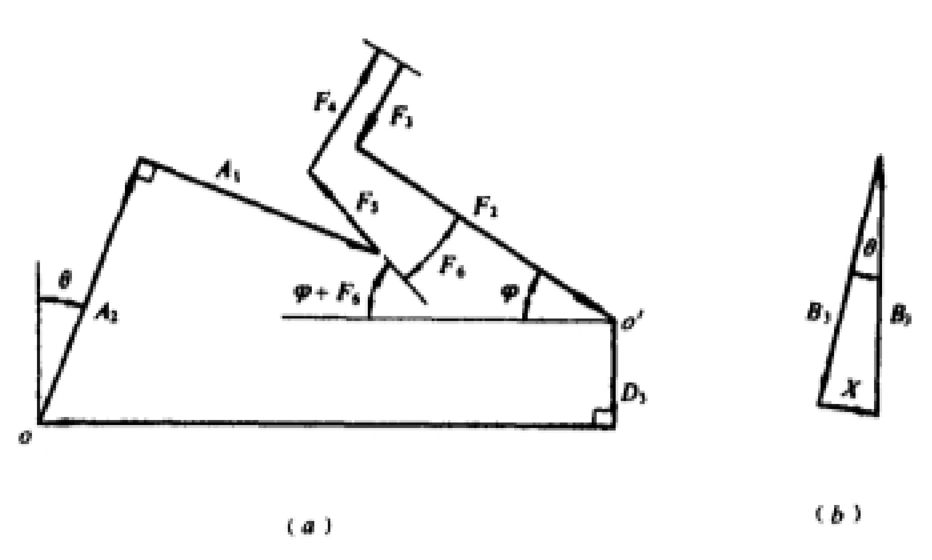


图 6—17　尺寸链图形

(6) 各环名称及其代号与各环数值。查阅产品图纸可得上述各方程中组成环尺寸的数值，如表 6—1 所示。

按计算机中代号 $A(i)(i=1,2,\cdots,m)$ 的次序，将尺寸的基本值、上偏差、下偏差先键入规定的 DATA 语句中。

(7) 将方程输入计算机并求解。置 $X(1)$ 为所求的扳机行程，变公式(6—1)为

$$
\begin{cases}
Y(1)=A(1)*\cos(X(3))-(A(2)-A(3))*\sin(X(3))-A(4)*(\cos(X(3)+A(5)) \\
\qquad +A(6)*\cos(X(4))+A(7)*\sin(X(4))-A(8) \\
Y(2)=A(1)*\sin(X(3))+(A(2)-A(3))*\cos(X(3))-A(4)*(\sin(X(3)+A(5)) \\
\qquad +A(6)*\sin(X(4))-A(7)*\cos(X(4))+A(a) \\
Y(3)=A(10)*A(13)+X(2))*A(12)-A(14)*A(13)*A(11)-A(15) \\
\qquad -A(16)*180*X(4)/3.14159265 \\
Y(4)=X(1)-2*A(12)*\sin(X(4)/2)
\end{cases}
$$

计算结果：$X(1)=5.51332322$

表6－1 各尺寸代号及其原始数值

图纸中代号	计算机中代号	尺寸/mm			界限尺寸/mm		平均尺寸/mm
		基本尺寸	上偏差	下偏差	最大值	最小值	
F_2	A(1)	32.8JS12	0 125	−0 125	32 925	32 675	32 8
F_3	A(2)	10h12	0	−0 15	10	9 85	9 925
F_4	A(3)	13JS12	0 09	−0 09	13 09	12 91	13
F_5	A(4)	R5h12	0	−0 12	5	4 88	4 94
F_6	A(5)*	21	1	0	22	21	21 5
		0 366519	0 0174532		0 383972	0 366519	0 375245
A_1	A(6)	13±0 15	0 15	−0 15	13 15	12.85	13
A_2	A(7)	14±0 1	0 1	−0 1	14 1	13 9	14
D_2	A(8)	44	0	0	44	44	44
D_3	A(9)	6	0	0	6	6	6
B_1	A(10)	2 3747	0	0	2 3747	2 3747	2 3747
B_2	A(11)	18 9629	0	0	18 9629	18 9629	18 9629
B_3	A(12)	24 6	0	0	24 6	24 6	24 6
F'_1	A(13)	3 7865	0	0	3 7865	3 7865	3 7865
f	A(14)	0 18	0 02	−0 03	0 2	0 15	0 175
M	A(15)	20 5	3 1	−3 1	23 6	17 4	20 5
M'	A(16)	0.2733	0	0	0.2733	0 2733	0.2733
X	X(1)						
F'	X(2)						
φ	X(3)						
θ	X(4)						

* 该行数值为角度，单位上边为 deg，下边为 rad。

由上述计算机计算结果表明，扳机行程为

$$X=X(1)=5.11\sim5.60\quad(\text{mm})$$

完全符合设计要求。

(8) 绘尺寸链图并打印。如图 6－18 所示。

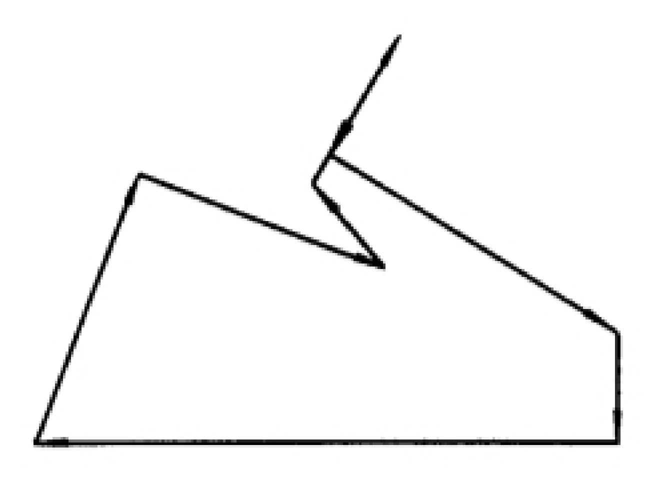


图 6－18　计算机绘出尺寸链图

§6.3　发射机构主要零件的强度

6.3.1　阻铁的受力分析

一、活动机件作用在阻铁头上的力

活动机件在复进簧力的作用下，被阻铁扣合在后方成待发状态。现以航空自动武器阻铁为例，其机构简图如图 6－19 所示。

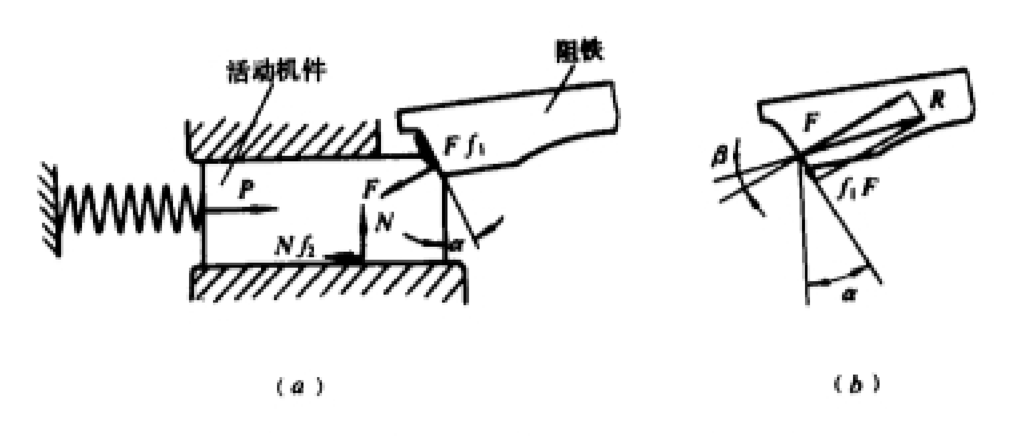


图 6－19　活动机件被阻铁挂在后方成待发状态

(a)活动机件受力图；(b)阻铁的挂机力

画出活动机件的受力图，如图 6－19(a)所示。

写出挂机时力的平衡方程式

$$\left.\begin{aligned} P - F\cos\alpha - f_1F\sin\alpha - f_2N = 0 \\ N - F\sin\alpha + f_1F\cos\alpha = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (6-2)$$

式中　P——复进簧力；

F——活动机件作用在阻铁头上法向力的反作用力；

f_1——阻铁与活动机件扣合面间的摩擦系数；

f_2——活动机件与机匣间的摩擦系数。

因为阻铁表面有时有其他金属的镀层（如镀镉等），所以 f_1 和 f_2 的值可能不同。

解上述方程组，可求得作用在阻铁扣合面的法向力 F

$$F = \frac{P}{(f_1 + f_2)\sin\alpha + (1 - f_1f_2)\cos\alpha} \qquad (6-3)$$

作用在阻铁头扣合面上的力为 F 与 f_1F 的合力 R，并与法线方向的夹角为 β，如图 6－19（b）所示。

$$R=\sqrt{F^2+f_1^2F^2}=F\sqrt{1+f_1^2}$$

$$=\frac{P\sqrt{1+f_1^2}}{(f_1+f_2)\sin\alpha+(1-f_1f_2)\cos\alpha} \qquad (6-4)$$

二、解脱阻铁所需的力

在现有的自动武器中，活动机件被挂在阻铁上成待发状态后，有二种情况，现分别讨论。

1．阻铁挂住活动机件能够自锁时

当阻铁与活动机件扣合面的倾角 α 为零或很小时。即 $\alpha<\beta=\mathrm{arctg}f_1$，这时阻铁依靠阻铁簧力 P_z 将活动机件卡在后方，其受力情形如图 6－20 所示。

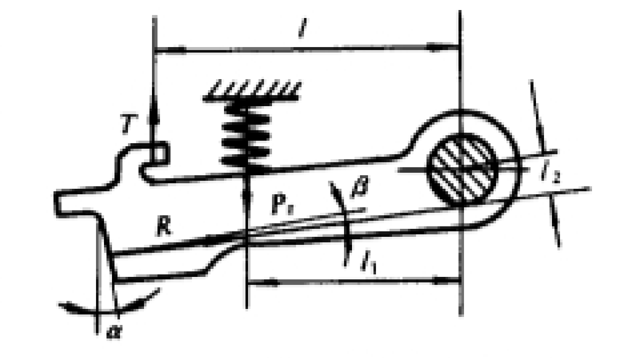


图 6－20　α 角小于自锁角时的情形

显然，解脱阻铁时所要满足的条件为

$$Tl>Rl_2+P_Zl_1 \qquad (6-5)$$

式中　T——解脱阻铁时所需的力；

P_Z——阻铁簧力。

为了保证解脱阻铁的可靠性，可将解脱阻铁所需的力加大一倍，即

$$Tl>2(Rl_2+P_Zl_1)$$

由此可求出解脱阻铁所需的力为

$$T\geqslant 2(Rl_2+P_Zl_1)/l \qquad (6-6)$$

如果是电控发射机构，且由电磁铁直接拉引阻铁时，则 T 力就是电磁铁铁心所需具备的拉力；否则，还需将 T 力通过发射机构的某一杠杆作用转化为手扣扳机的力或电磁铁的拉引力。

计算 T 力时，应当考虑武器有严重污垢的情况，扣合面处摩擦阻力比较大，此时 T 与扣合面法线方向呈最大的摩擦角 β_{max}，摩擦系数可取 $f_{1max}=0.25\sim0.3$。

设计中确定 α 角大小时，应当考虑到武器是润滑得最好，即摩擦角取最小值 β_{min} 的情况，使 R 力始终应通过阻铁轴的下方。

2．阻铁失去支承后活动机件能自动解脱时

挂机时阻铁受力状态和支承阻铁的滑块的受力状态，分别如图 6－21（a）、（b）所示。

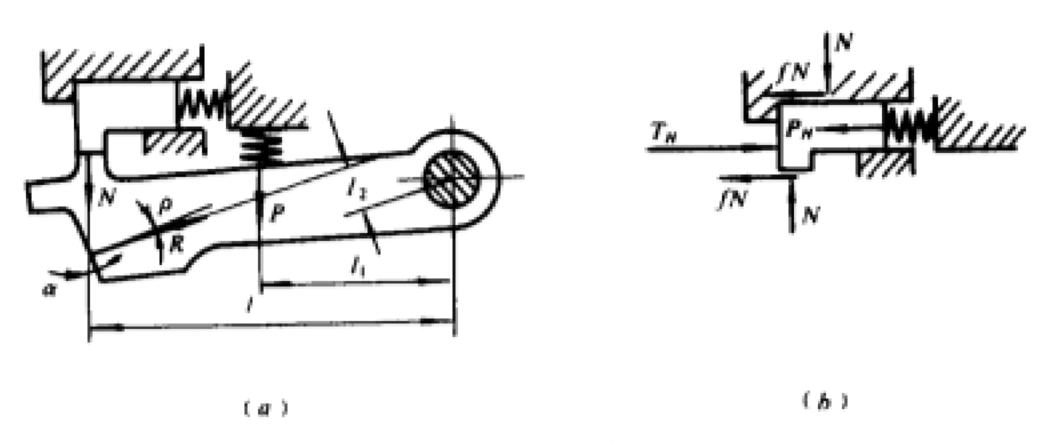


图 6－21　α 角大于自锁角时的情形

（a）阻铁受力图；（b）滑块受力图

将阻铁所受各力对阻铁轴取矩(如图 6－21*a*),则可得

$$N=(Rl_2-P_Zl_1)/l \tag{6-7}$$

式中 N——滑块对阻铁的支承力。

为了解脱对阻铁的支承,由滑块受力图(图 6－21*b*)可知,移动滑块所要满足的条件为

$$T_H>2Nf+P_H \tag{6-8}$$

式中 T_H——移动滑块而放开阻铁所需的力;

P_H——滑块的弹簧力。

为了保证活动机件能可靠的被解脱,可将移动滑块所需的力加大一倍,即

$$T_H\geqslant 2(2Nf+P_H)$$

将公式(6－7)代入上式,则

$$T_H\geqslant 4f\frac{Rl_2-P_Zl_1}{l}+2P_H \tag{6-9}$$

计算 T_H 力时,应当考虑到武器是润滑得最好,即摩擦角取最小值 β_{min}的情况,此时阻铁压在滑块上的力 N 最大。

设计中确定 α 角大小时,是以滑块脱离阻铁后,活动机件在复进簧力的作用下能自动解脱阻铁。显然,此时应当满足的条件为

$$Rl_2\geqslant 2P_Zl_1 \tag{6-10}$$

检查此条件是否满足时,应使 R 力与法线成最大摩擦角 β_{max},因为这时放开阻铁的力矩为最小。

6.3.2 发射机构零件强度的保证

对于阻铁与活动机件扣合的连发武器,停射时阻铁受着活动机件复进时的撞击,由于活动机件质量很大,则复进挂机时的撞击力也很大,必须要特别注意保证发射机构中受撞击部分的强度。

复进挂机时阻铁头所受的撞击力之值,可根据能量法算出[18]。阻铁头与活动机件撞击时的受力和变形情况如图 6－22 所示。

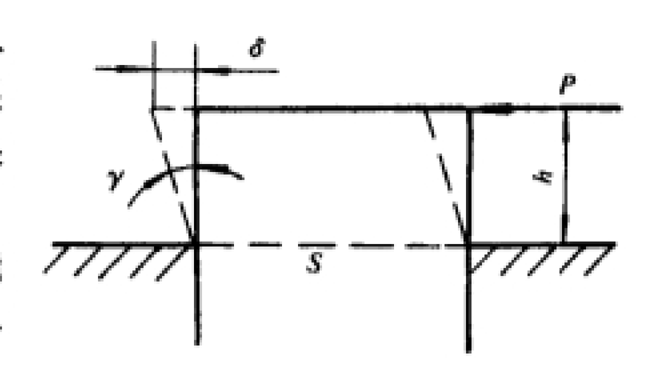


图 6－22 阻铁头受撞击力后的变形状态

假设阻铁头的外露高度为 h,其顶面受撞击力 P。撞击时阻铁头受剪切,设剪切面的面积为 S,剪切应变为 γ,阻铁顶面对剪切面的相对位移为 δ,于是得到剪切应变与应力之值为

$$\left.\begin{aligned}\gamma&=\delta/h\\ \tau&=P/S\end{aligned}\right\} \tag{6-11}$$

假设阻铁受撞击后,撞击力所作的功以弹性应变能的形式存在于阻铁头上部,其值为

$$U=\frac{P\delta}{2} \tag{6-12}$$

应用虎克定律,有

$$\tau=G\gamma$$

将公式(6－11)代入上式,可得

$$\delta = \frac{Ph}{GS}$$

将此式代入公式(6－12)中，即有

$$U = \frac{P^2 h}{2GS} \qquad (6-13)$$

若再假设撞击力取最大值时，活动机件的速度降低为零，即全部动能转化为剪切应变位能，则有

$$\frac{1}{2}MV^2 = \frac{P^2 h}{2GS} \qquad (6-14)$$

式中 M——活动机件的质量；

V——撞击时活动机件的速度；

G——切变模量。

从而得到

$$P = \sqrt{\frac{MV^2 GS}{h}} \qquad (6-15)$$

于是得剪切应力的计算公式为

$$\tau = \sqrt{\frac{GMV^2}{hS}} \qquad (6-16)$$

由于没有可靠的许用应力数据，只能与已有武器在撞击时的实有应力对比，然后做出是否安全的判断。

现在着重介绍一下在现代自动武器中，为保证发射机构零件强度而采取过的一些措施，这些措施是设计发射机构中必须要考虑的问题。

一、阻铁头的强度和受力条件的改善

在停止射击时，阻铁头承受的撞击力将产生挤压和剪切应力，因而阻铁头应有足够的扣合面积和剪切面积。在决定这些工作面的尺寸时，可以根据挂机时活动机件的速度(由自动机运动计算或测速实验结果得出)，根据碰撞理论，求出撞击力的大小；同时对已有的同类型的发射机构也进行同样的计算，用对比的方法加以比较，就能得出适当的数据和结论。在结构尺寸许可的情况下，阻铁头的宽度应大一些。必要时选用经过热处理的优质合金钢来制造阻铁，以保证阻铁头的强度；还可给以特殊的镀层(如镀镉等)，以防止阻铁表面被挤伤。

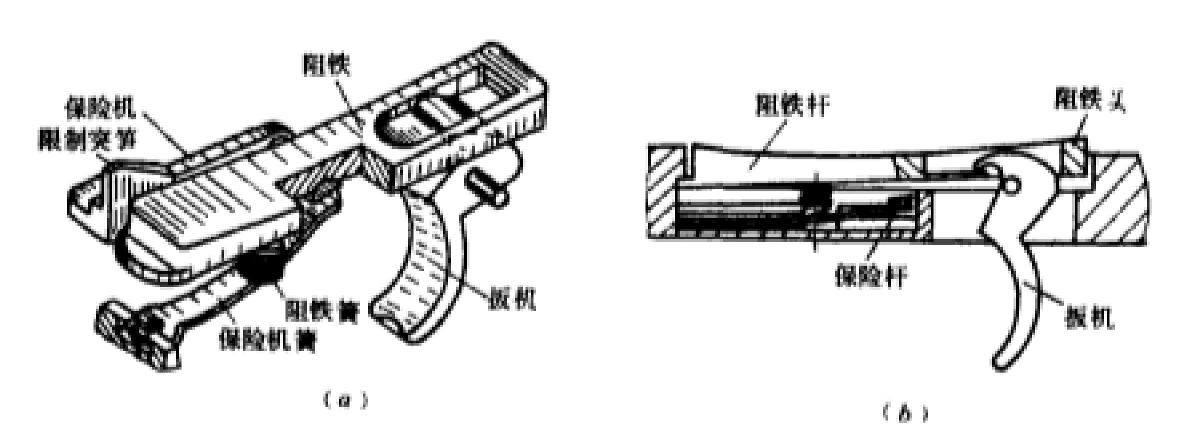


图 6－23　1956 年式 7 62mm 轻机枪的发射机构

(a)零件形状图；(b)机构简图

为了保证足够的强度，在发射机构中不应使用过多的小零件或细长的零件。对作回转运动

的阻铁，不要使它绕真实的小轴回转，因为阻铁轴孔处，不仅横截面的面积小，而且有很大的应力集中，强度难以保证。对于这种绕轴回转的阻铁，在结构上应采用支承面来代替轴，并将阻铁前端作成带有圆弧的形状，以支承牢靠，如图 6－23 所示 1956 年式 7.62mm 轻机枪的发射机构，以提高阻铁的强度。

二、尽可能缩短阻铁上升的时间

对于连发武器，射手随时可以放开扳机停止射击，如果正好在活动机件复进离阻铁不远的地方放开扳机，这样当活动机件的卡槽到达阻铁位置时，阻铁头若没有完全上升，可能被剪切破坏。因而在设计发射机构时，应在不过分地增加扳机力的条件下尽可能缩短阻铁上升的时间，以减少在阻铁未完全上升时与活动机件扣合的机会。

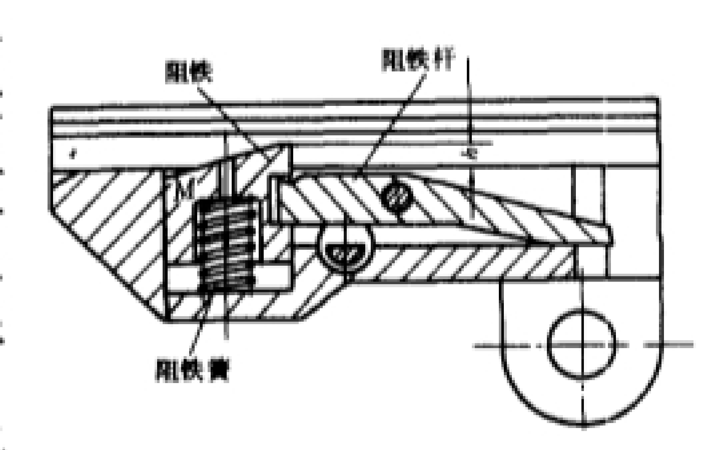


图 6－24　1954 年式 12.7mm 高射机枪发射机构

例如对平移式阻铁（1954 年式 12.7mm 高射机枪的发射机构如图 6－24 所示），其阻铁上升时间可用如下方法估算。

假设阻铁运动速度由零开始，完全上升（行程 h）时达到 V_{max}，则阻铁所具有的动能等于弹簧的功

$$Ph = \frac{1}{2}MV_{max}^2 \tag{6-17}$$

式中　P——在阻铁上升行程中阻铁簧的平均力；

M——阻铁的质量。

由上式可得 V_{max}

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2Ph}{M}}$$

假设阻铁上升速度是按直线规律变化，则平均速度 V_{pj} 可取为

$$V_{pj} = \frac{V_{max}}{2}$$

阻铁完全上升的时间为

$$t_z = \frac{h}{V_{pj}} = \frac{2h}{V_{max}} \tag{6-18}$$

活动机件由最后方位置运动到挂机位置的时间 t_H 为

$$t_H = 2s/V_{Hmax} \tag{6-19}$$

式中　s——活动机件由最后方位置到被阻铁扣住的行程；

V_{Hmax}——活动机件复进到挂机时的最大速度。

阻铁上升的及时性条件为

$$t_z < t_H \tag{6-20}$$

对 54 式 12.7 高射机枪，发射机构的数据如下：

阻铁的质量（包括阻铁的替换质量）$M=0.12$kg；

阻铁簧的平均簧力 $P=50$N；

阻铁上升的高度 $h=4.4$mm。

根据上列数据计算，得出阻铁上升的最大速度 V_{max}

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \times 50 \times 0.0044}{0.12}} = 1.9\text{m/s}$$

阻铁完全上升的时间为

$$t_Z = \frac{2 \times 0.0044}{1.9} = 4.6 \times 10^{-3}\text{s}$$

本枪挂机行程（活动机件由最后方位置到被阻铁扣住的行程长度）为 17mm，假设活动机件复进速度为 2.5m/s，则活动机件由最后方位置运动到挂机位置的时间为

$$t_H = \frac{0.017}{2.5} = 6.8 \times 10^{-3}\text{s}$$

因此只要放松扳机的时机不是恰好在这段行程中，阻铁就能及时上抬。

三、增设保证挂机时阻铁完全上升的装置

为了保证挂机时阻铁完全上升，即阻铁头与活动机件卡槽全面接触以免阻铁头被剪切破坏，某些武器在发射机构中增设了一些装置使阻铁上升能及时。例如在 1957 年式 7.62mm 重机枪的发射机构中（参看图 6－2），枪机框与阻铁扣合面为倾斜角较大的斜面，如果阻铁未上升到位，枪机框就迫使阻铁下降，射击仍继续进行，必待再次后退才产生停射。又如在 1956 年式 14.5mm 高射机枪的发射机构中，辅助扣机可使每发停射前，枪机必在最后方位置时即解脱阻铁，确保阻铁有足够时间恢复到挂机位置，如图 6－25 所示。

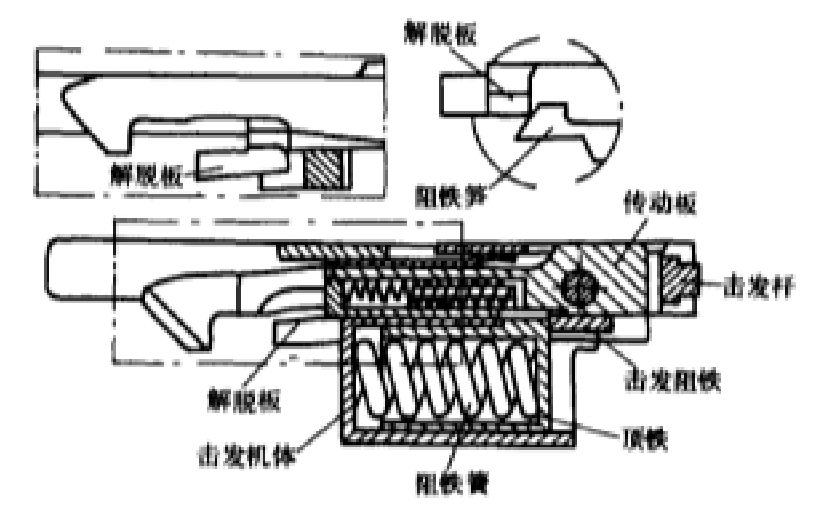


图 6－25　1956 年式 14.5mm 高射机枪发射机构

四、利用弹簧来缓和活动机件的撞击

对于一些高射速的武器，活动机件对阻铁的撞击力很大，有时需要利用弹簧来缓冲阻铁以满足保证强度的要求。

例如在 1956 年式 14.5mm 高射机枪的发射机构中，安装了一个起缓冲作用的阻铁簧（参看图 6－25）。当活动机件（机头和机体）自最后方复进与完全升起的阻铁撞击时，由于阻铁可以向前移动，所以阻铁就通过顶铁而压缩阻铁簧。这时阻铁簧吸收部分撞击能量，从而减轻了自活动机件带来的撞击力，保证了阻铁头的强度。

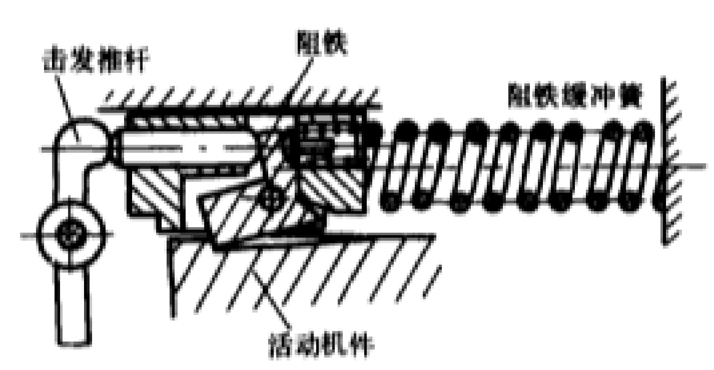


图 6－26　发射机构中的阻铁缓冲簧

又如在苏 ШKAC 航空机枪中，发射机构设计成为一个能够作平移运动的单独装置。在此装置中，又装了一个专门的阻铁缓冲簧以吸收来自活动机件的撞击力。撞击时，阻铁缓冲簧被压缩，撞击后阻铁恢复原位，与活动机件扣合，如图 6－26 所示。

§6.4 扳机力的计算

6.4.1 扳机力的大小

一、决定扳机力大小的因素

扳机力是射手为发射枪弹而对扳机施加的作用力。

扳机力的大小对武器射击精度有一定的影响。尤其对于手持式武器，射手扣引扳机所需的力应小些为好。因为扳机力太大，射击时射手用力过猛，就容易使武器已经瞄准好的位置变动而降低射击精度。但扳机拉力太小，武器容易走火，行军和使用时不安全。

扳机力的大小，因人们使用的具体要求及武器结构差异而变化多样。一般来说，决定扳机力的大小和影响扳机力大小的因素有：

1. 枪的种类不同，扳机力大小要求不同

一般来说，单发或半自动武器的扳机力比连发面杀伤武器的扳机力稍小些。

2. 同一种枪不同用途时，扳机力大小要求不同

战斗用的武器由于使用条件恶劣，为了行军和使用安全可靠，一般扳机力要大些；而用于射击比赛的武器，为了保证具有好的射击精度，通常扳机力尽可能小些。

3. 射手的训练程度不同，扳机力要求也不同

训练有素和熟练的射手，扳机力可小些；否则，为了安全可靠，扳机力应大些为好。

4. 武器所处的状态对扳机力大小有影响

例如武器磨损的程度，发射机构各摩擦部位的粗糙度，组成发射机构的活动部件的润滑程度等等，都直接影响扳机拉力的大小。

二、扳机力的数值

扳机力的变化范围比较大，对于高水平射击比赛的单发手枪，其扳机力可以小到 0.8～3N，同一种类的手枪用于非正式比赛或自卫时，其扳机力可为 10～35N，而用于战斗时其扳机力还可大些。

几种常见武器的扳机拉力和扳机行程如表 6－2 所示。

表 6－2 几种武器的扳机力和扳机行程

武器名称	1954 年式 7 62mm 手枪	1956 年式 7 62mm 冲锋枪	捷 1958 年式 7 62mm 冲锋枪	1956 年式 7 62mm 半自动步枪	美 M16 式 5 56mm 自动步枪	1953 年式 7 62mm 轻机枪	1956 年式 7 62mm 轻机枪	美 M60 式 7 62mm 轻重机枪
扳机力 /N	19 6～49 1	单发 14 7～24 5 连发 19 6～34 3	单发 34 3 连发 29 4	19 6～31 4	单发 29 4 连发 34 3	24 5	15 7～29.4	44.2
扳机行程 /mm	4 3	单发 8 5 连发 8 5	单发 9 连发 9	7	单发 2 5 连发 3	12	9 5	11 5

6.4.2 扳机力的计算

一、计算扳机力的一般步骤

在设计发射机构时，可以进行扳机力的近似计算，使之达到所要求的数值。在大量生产时，可根据零件尺寸公差确定检验的技术条件，给出扳机力的数值范围（扳机力的最大值和最小值）。

计算扳机力时的一般步骤为：

(1) 画出发射机构的结构简图或机动图。

(2) 绘出扣压扳机时各零件（或部件）的受力图。画出各受力面上所受的力，如弹簧力、各工作面的摩擦阻力以及运动副中的约束反力和其他主动力等。

(3) 建立平衡方程式。一般利用静力平衡关系，建立包括扳机力在内的力平衡方程式（或方程组）。

(4) 进行数值计算。给出方程式中各已知量的基本尺寸和公差数值，编出计算的子程序，利用已有的《尺寸链计算应用软件》，用计算机算出扳机力的数值范围。

二、计算扳机力的实例

1. 1956 年式 7.62mm 半自动步枪扳机力的计算

(1) 绘出发射机构待发时的结构图，如图 6－27 所示。

(2) 绘出各零部件的受力图，如图 6－28 所示。

(3) 建立平衡方程式。由受力图 6－28(a)对击锤回转轴取矩，可得

$$Nd + fNy - P_3 d_1 = 0$$

略去 fNy 项，则得

$$N = P_3 d_1 / d \qquad (6-21)$$

图 6－27 1956 年式 7.62mm 半自动步枪发射机构

式中 N——击锤压在击发阻铁上的法线约束反力；

P_3——击锤簧的弹簧力；

d_1、d——均为力臂。

由受力图 6－28(b)取水平投影方程（略去扳机推杆回转轴上的摩擦损失），可得

$$T = P_1 + P_2 + 2fN \qquad (6-22)$$

式中 P_1——阻铁簧的弹簧力；

P_2——扳机推杆簧的弹簧力；

f——摩擦系数。

由受力图 6－28(c)（略去扳机推杆回转轴上的摩擦损失），将各力对扳机轴取矩，可得

$$F_b l_2 = T l_1 \qquad (6-23)$$

式中 F_b——扳机力。

联解公式(6－21)、(6－22)和(6－23)，则可得到扳机力

$$F_b = \frac{l_1}{l_2}(P_1 + P_2 + 2P_3 \frac{d_1}{d} f) \qquad (6-24)$$

式中　l_1,l_2——均为力臂。

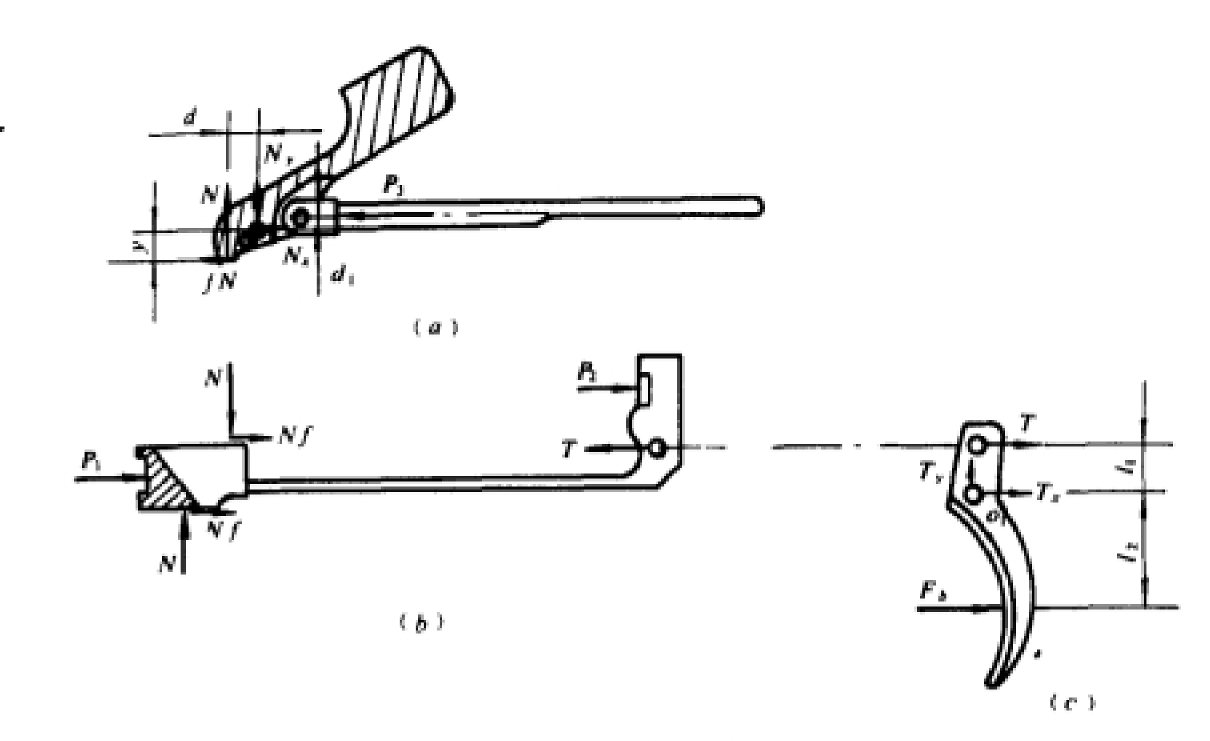


图 6－28　各零部件的受力图

(a)击锤组件受力图;(b)阻铁与扳机推杆组件受力图;(c)扳机受力图

(4) 给出各参量名称、代号及其数值。通过查阅图纸或给出上式中各参量的数值,并列出相应的表格,如表 6－3 所示。

表 6－3　各参量代号及其原始数值

序号	图纸中代号	计算机中代号	参 量 数 值		
			基本数值	上偏差	下偏差
1	l_1/mm	L(1)	6 997	0 05	－0 05
2	P_1/N	L(2)	30.492	0	0
3	P_2/N	L(3)	15 092	0	0
4	P_3/N	L(4)	157 339	0	0
5	d_1/mm	L(5)	2 132	0 042	－0 042
6	d/mm	L(6)	3 236	0	0
7	f	L(7)	0 15	0	0
8	l_2/mm	L(8)	19 437	0.42	－0 42
9	F_b/N	L0			

根据《尺寸链计算应用软件》的要求,给出各参量在计算机中的代号 $L(i)$ $(i=1,2,\cdots,m)$,并将各参量的基本数值、上偏差、下偏差键入规定行号的 DATA 语句中。

为了提高计算的精度,各参量数值均采用双精度。

(5) 编好需要计算的方程式的子程序。按显函数方程的格式和书写方法表示上述方程式,按规定的行号编好“用户子程序”,并键入计算机。

用户子程序

```
700 L0#=L#(1)*(L#(2)+L#(3)+2*L#(4)*L#(5)*L#(7)/L#(6)/L#
        (8)
702 RETURN
800 EQ$="L0=L(1)(L(2)+L(3)+2*L(4)*L(5)*L(7)/L(6))/L(8)"
802 RETURN
900 DATA 6.997#,0.05#,-0.05#,0#,30.492#,0#,0#,0#,15.092#,0#,0
        #,0#,157.339#,0#,0#,0#
902 DATA 2.132#,0.042#,-0.042#,0#,3.236#,0#,0#,0#,0.15#,0#,0#,0
        #,19.437#,0.42#,-0.42#,0#
```

(6) 运用《CCLJS 软件》进行计算。将"用户子程序"与《CCLJS 软件》联接，并按操作步骤进行上机，即可求得计算结果，然后将计算结果打印出来。

如果结果不满足要求时，可调整组成环及其公差，直到计算结果满足技术要求为止。

本例用极值法计算的扳机拉力数值如下

基本数值　$F_b=27.6$N

最大数值　$F_{bmax}=28.6$N

最小数值　$F_{bmin}=26.6$N

正好在 19.6N～31.4N 之间，完全满足技术要求。

2. 1956 年式 7.62mm 冲锋枪扳机力的计算

1956 年式 7.62mm 冲锋枪发射机构在连发位置，第一发装填后枪机处于闭锁状态，自动发射机已解脱，若此时扣引扳机，发射机各零件的受力情况，如图 6－29 所示。

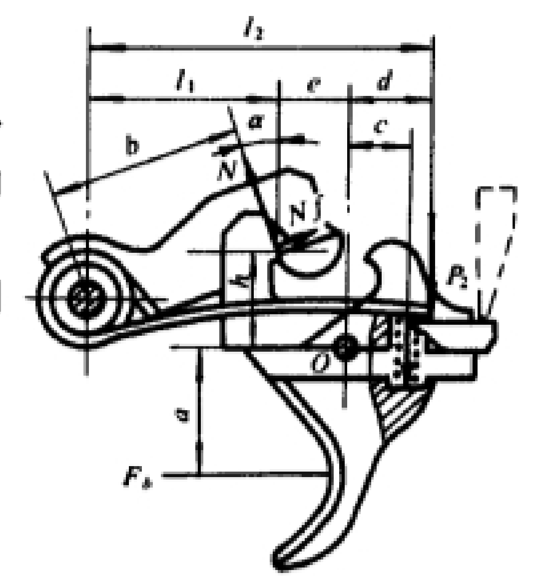


图 6－29　1956 年式 7.62mm 冲锋枪发射机构受力图

将扳机零件取为自由体，忽略扳机轴中的摩擦阻力，利用平衡方程式对扳机轴 O 取力矩，可以得出

$$eN(\cos\alpha+f\sin\alpha)-hN(\sin\alpha-f\cos\alpha)+P_1c+P_2d-F_ba=0$$

式中　P_1——单发阻铁簧的弹簧力；

P_2——击锤簧的分支对扳机的作用力；

N——击锤上击发卡座对击发阻铁的反作用力；

f——摩擦系数。

由力矩平衡方程式可得扳机力的计算公式：

$$F_b=\frac{eN(\cos\alpha+f\sin\alpha)-hN(\sin\alpha-f\cos\alpha)+P_1c+P_2d}{a}\qquad(6-25)$$

弹簧力 P_2 和反作用力 N 可以由击锤簧在待发状态时的力矩 M_t 求出，很明显

$$P_2=\frac{M_t}{l_2}$$

$$N=\frac{M_t}{b}$$

代入扳机力的计算公式中，就得出 F_b 之值。

下面进行数值计算，方法同前(从略)。

3. 前苏联 HP—23 航炮电控发射机构

HP—23 航炮电控发射机构，其挂机待发状态如图 6—30 所示。此发射机构，当阻铁失去支承后活动机件能自动解脱。

按压电钮击发时，各部分的受力状态如图 6—31 所示。

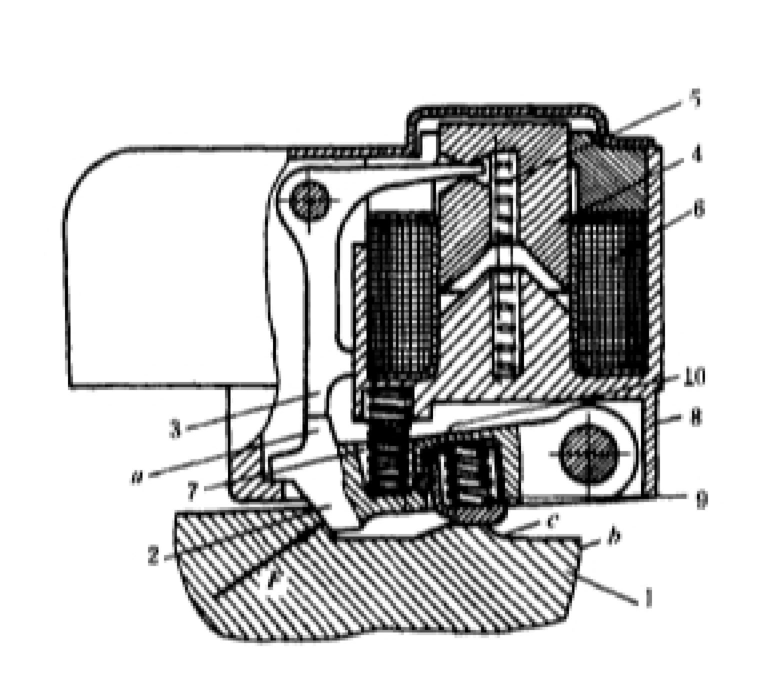
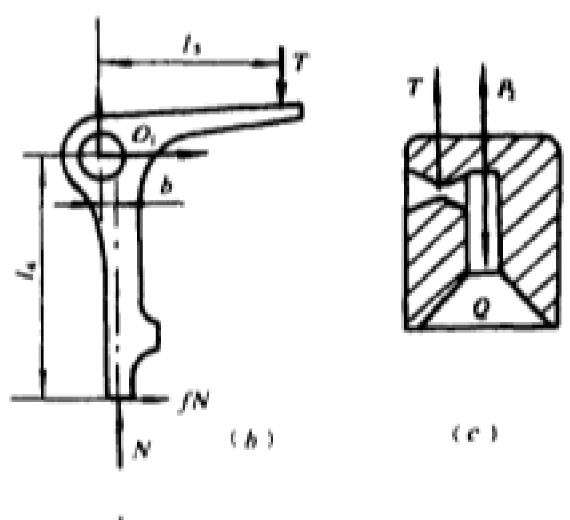


图 6—30 前苏联 HP—23 航炮电控发射机构
1—活动机件；2—阻铁；3—双臂杠杆；4—电磁铁铁心；5—铁心弹簧；6—电磁铁；7—阻铁弹簧；8—发射机座；9—减速筒簧；10—减速筒



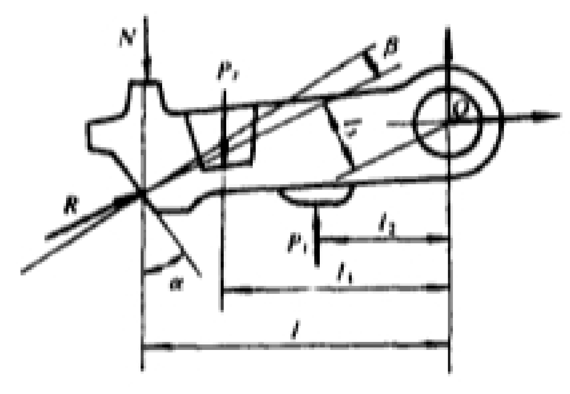


图 6—31 解脱阻铁时各部分受力图
(a)阻铁受力图；(b)双臂杠杆受力图；(c)电磁铁铁心受力图

由受力图 6—31(a)可得方程

$$N = (P_1 l_2 + R l_3 - P_Z l_1)/l \tag{6-26}$$

式中 P_Z——阻铁簧弹簧力；

P_1——减速筒簧弹簧力；

R——活动机件作用在阻铁上的合力；

N——双臂杠杆的支承力；

l、l_1、l_2、l_3——均为力臂如图所示。

由受力图 6—31(b)可得方程

$$T = N(b + f l_4) l_5 \tag{6-27}$$

式中 f——摩擦系数；

T——电磁铁作用于双臂杠杆上的力；

b、l_4、l_5——均为力臂。

由受力图 6—31(c)可得解脱阻铁时，电磁铁引力 Q 应满足的条件式为

$$Q \geqslant P_2 + T \qquad (6-28)$$

式中　P_2——铁心与双臂杠杆簧的弹簧力。

将公式(6－26)、(6－27)代入(6－28)式中，则得到

$$Q \geqslant P_2 + (P_1 l_2 + R l_3 - P_2 l_1)(b + f l_4)/(l \cdot l_5) \qquad (6-29)$$

而由公式(6－4)可知，活动机件作用在阻铁上的合力 R 为

$$R = \frac{P\sqrt{1+f_1^2}}{(f_1+f_2)\sin\alpha + (1-f_1 f_2)\cos\alpha}$$

同理，下面的计算可以用第一个例题的方法，运用《尺寸链计算应用软件》，通过数值计算，可以得到电磁铁引力 Q 的数值范围。

§6.5　防止偶发火、早发火的保险机构

枪械在射击、操作和携带时，必须安全可靠，防止偶发火或早发火。因此，在击发、发射机构中要设置保险机构。

6.5.1　防止偶发火的保险机构

这种保险机构的作用是当机构处在保险位置时，发射机构或击发机构就处在不能工作的状态，从而避免武器的偶发火。

一、对防止偶发火保险机构的要求

1. 作用的可靠性

保证机构作用确实可靠，保险杆的位置不用人工扳动时不能自己变换；

2. 变换的快速性

打开和关闭保险要迅速方便，以利于加快武器的射击准备工作，提高武器的战斗机动性；

3. 判别的准确性

无论是白天还是黑夜，都应易于辨别保险机构所处的工作状态，不易出错。

二、防止偶发火保险机构的分类

1. 按是否需要射手专门操作分类

(1) 经常式保险。保险装置不需人工变换，武器经常性处于保险位置。例如 1957 年式 7.62mm 重机枪的发射机构(参看图 6－2)，其保险片在弹簧作用下经常处在保险位置。每次发射时均要由射手按压保险片，使之解脱保险才可发射。

(2) 临时式保险。保险装置需要人工变换后，武器才可处于保险状态。例如 1956 年式 7.62mm 半自动步枪的发射机构，它的保险杆由射手操纵，可以扳动到保险位置或放置在待发位置。

1954 年式 7.62mm 手枪(参看图 6－3)变成保险状态时，是由射手将击锤由击发位置稍向后扳倒，使阻铁的尖端卡入击锤的保险卡槽内。

2. 按保险机构作用原理分类

(1) 制动式保险机构。击发机构或发射机构中一个零件或几个零件被保险杆或保险片制动住，使之不能成为发射状态，叫做制动式保险。它又可分为：

(a)制动扳机式：如 1956 年式 7.62mm 半自动步枪的保险杆是阻止扳机回转的。

(*b*)制动阻铁式：如 1956 年式 7.62mm 轻机枪的保险杆（参看图 6－23），是制动阻铁不能回转。而美 M16A1 式 5.56mm 自动步枪，在保险状态下，变换杆轴的环形凸起同时压住单发阻铁和扳机，既制动扳机又制动阻铁。如图 6－32 所示。

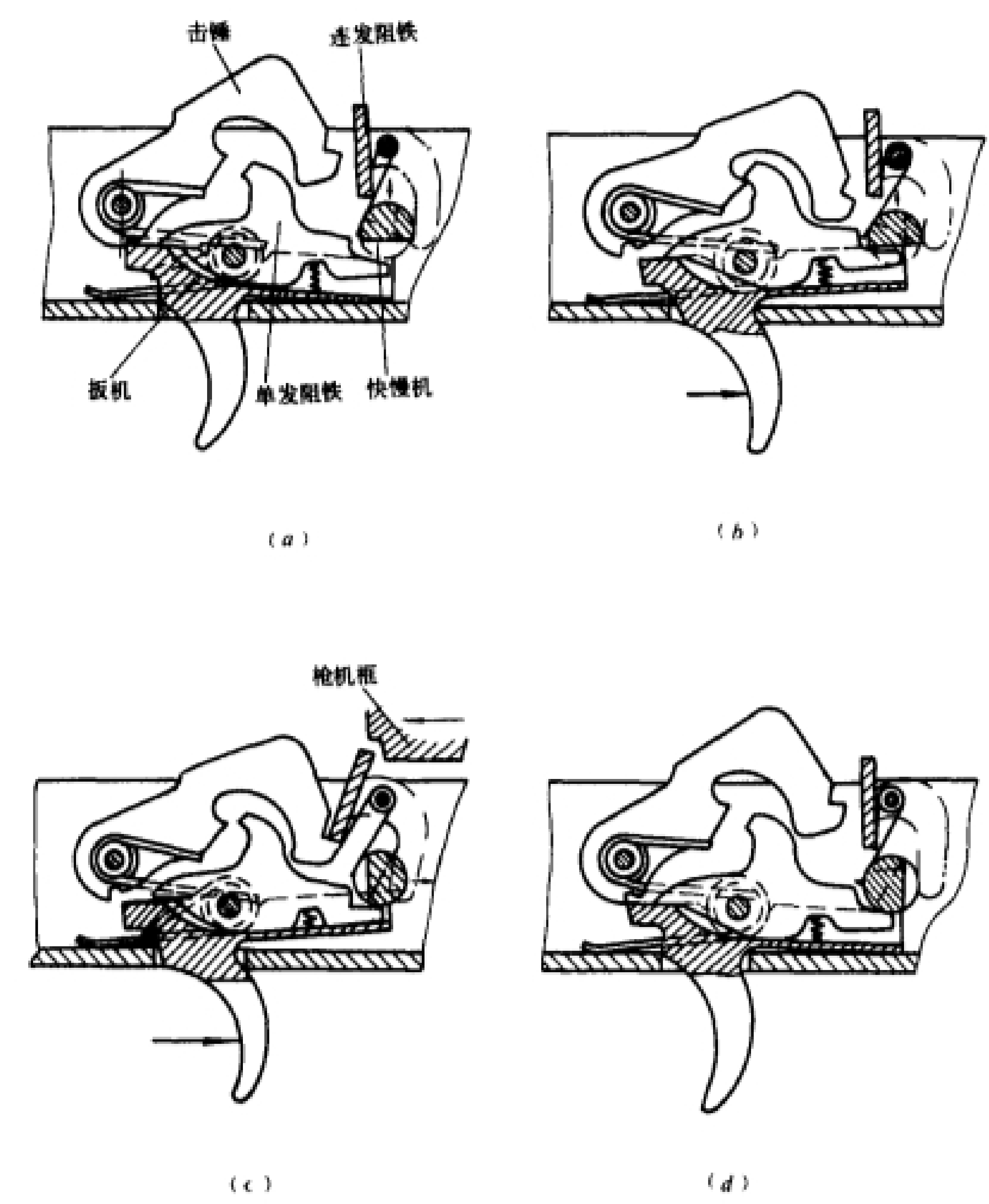


图 6－32 美 M16A1 式 5.56mm 自动步枪发射机构

(*a*)单发时待发状态；(*b*)单发时单发阻铁扣住击锤状态；

(*c*)连发时连发阻铁扣住击锤状态；(*d*)保险状态

(2) 分离式保险机构。发射机构中的一个或数个零件在保险位置时脱离原来的联动关系，使发射机构与击发机构失去联系，此时虽然扣引扳机，击发机构也不能击发。例如在捷 ZB－26 式 7.92mm 轻机枪（参看图 6－6）中，在保险状态下，扳机与阻铁分离。扣引扳机，阻铁不动。这种保险机构结构简单，但作用不太可靠。因为阻铁没有被卡住，当武器受到剧烈的撞击或振动时，阻铁可能转动而解脱活动机件产生偶发现象。

6.5.2 防止早发火的保险机构

当枪机未闭锁时如果发射机构就解脱击发机构而产生早发火，除了损坏武器零件和使武器失去作用以外，对射手也有很大的危险。因此武器中一般要设置防止早发火的保险机构，即

未完全闭锁不能产生击发。这种机构通常叫做不到位保险机构。

实现未完全闭锁不能产生击发的保险作用的方式很多，主要与击发机构和发射机构的结构有关，一般有：

1. 利用机构的工作顺序实现保险

此内容可参阅本书第五章：击发机构设计中有关部分。

2. 利用自动发射机来实现不到位保险

在利用击发簧能量进行击发的武器中，一般由自动发射机来实现不到位保险作用。当枪机复进到位闭锁后，由枪机体或枪机框来操纵自动发射机，通过自动发射机来解脱击锤(或击针)，进行击发。如 1956 年式 7.62mm 半自动步枪利用不到位保险起防止早发火作用(参阅图 6－4)；而美 M16A1 式 5.56mm 自动步枪，则利用连发阻铁起防止早发火的保险作用，如图 6－32(*c*)所示。

3. 利用单发机构实现不到位保险

在某些单发的武器中，可以利用单发机构来实现不到位保险作用。在这种情况下，往往单发机构为强制分离式的，如在 1954 年式 7.62mm 手枪(参看图 6－3)中，套筒后坐时压杆使扳机架和阻铁分离以实现单发，套筒未复进到位前扳机架与阻铁仍处于分离状态，起着不到位保险作用。必待套筒复进到位压杆能够上升后，扳机架才与阻铁产生联系。

第七章　枪械瞄准装置

§7.1　瞄准装置的作用和种类

一、瞄准装置的作用

枪械射击时，需将枪管相对目标赋予合适的射向，以使弹丸命中目标。赋予枪管射向的操作称为瞄准。瞄准是命中目标的重要因素。对于枪械，常采用直接瞄准，即对看得见的目标直接瞄准射击；对于火炮，则直接瞄准和间接瞄准并用。

枪械瞄准用的装置称枪械瞄准装置，常简称瞄具。它的作用是使枪膛轴线形成射击命中目标所需的瞄准角和提前角。目标的距离及其运动速度不同，瞄准角和提前角也就不同。

二、瞄准装置的种类

枪用瞄准装置主要可分为下列几种。

1. 按瞄准装置的观测系统不同

(1) 简易机械瞄准装置。主要由准星和带照门的表尺组成。瞄准角和提前角的装定是靠移动表尺照门实现。

(2) 光学瞄准装置。由光学元件组成。瞄准角和提前角由分划板上的分划实现，或由分划与机械传动部分共同实现。准直式光学瞄具和望远镜式光学瞄具属于这类。

2. 按射击对象不同

(1) 对地面目标瞄准装置。简易机械瞄准装置和光学瞄具都可对地面目标瞄准。一般枪械都有简易机械瞄准装置，狙击步枪和某些步、机枪配有光学瞄具。

(2) 对空目标瞄准装置。又称高射瞄准装置。由准星和照准环构成简易环形瞄准装置、光学缩影环形瞄准装置以及由光学瞄准镜和机械传动部分组成的自动向量瞄准装置都属于这类。

另外，还有在光线暗淡和夜间用的夜视瞄具，如主动式红外瞄具、被动式红外瞄具、微光瞄具、激光瞄具和热成象仪等。

§7.2　瞄准装置的常用术语

为便于对各种瞄准装置结构设计的叙述，有必要先介绍有关的瞄准术语和弹道术语。图7—1上描绘了弹道曲线上有关术语的含义及其常用的符号。

现将图7—1上的弹道术语和常用的瞄准术语的名称、符号及其意义说明如下：

弹道起点 O　即枪口中心点；

枪口水平面 $x\dot{O}z$　通过弹道起点的水平面；

枪目线 OA　视目标为一点 A，点 A 与枪口中心的连线；

射线 Oa　发射前枪膛轴线的延长线；

射角 θ_0　弹头质心在射出点的速度方向线与水平面的夹角；

射面 xOy　通过射线的铅垂面；

发射线 Ob　弹头出枪口瞬间枪膛轴线的延长线；

发射差角 γ　射线与发射线所夹的角；

水平落点 c　弹道降弧与枪口水平面的交点；

现场落点 c'　弹道降弧与瞄准线的交点；

落角 θ_c　水平落点处的弹道切线与枪口水平面的夹角；

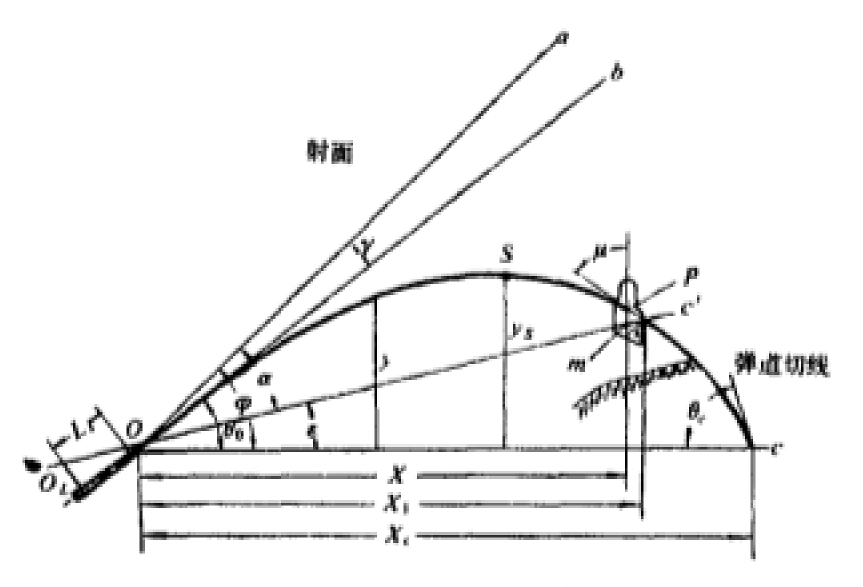


图 7－1　弹道术语描绘图

弹道最高点 S　枪口水平面上弹道最高点；

弹道高 y　弹道任意点到枪口水平面的垂直距离；

最大弹道高 y_S　弹道最高点到枪口水平面的垂直距离；

升弧 $\widehat{OS}$　从弹道起点到弹道最高点的弹道弧；

降弧 $\widehat{Sc}$　从弹道最高点到落点的弹道弧；

瞄准线 O_1m　瞄准装置上供射手瞄向目标的一条视线；

瞄准点 m　瞄准线与目标或目标运动方向线的交点；

瞄准角 α　瞄准线与枪管轴线的夹角；

枪目高低角 ε　瞄准线与枪口水平面的夹角，目标高于枪口水平面时为正，低于为负。

弹着点 P　弹道与目标的交点；

射程 X　弹道起点至弹着点的水平距离；

实际射程 X_1　弹道起点至现场落点的水平距离；

水平射程 X_c　弹道起点至水平落点的距离

斜射程 D　弹道起点至弹着点的直线距离，又称射距；枪目高低角为零时，斜射程等于水平射程；

直射程 X_d　又称直射距离，瞄准线上弹道高的最大值等于给定目标高时的斜射程；

表尺射程　表尺刻度最大的射程；

有效射程 X_e　在规定的射击条件下，达到一定射击精度和终点效应的最大射程；

瞄准基线长 L_0　机械瞄准装置为最小瞄准角时，照门与准星间的距离。

§7.3　对瞄准装置的战术技术要求

随着科学技术的发展以及对瞄具的战术技术的要求不断提高，枪炮用瞄具（或称火控系统）已发展成为光机电算的综合体。高射武器的火控系统已能自动寻的、自动检测、自动跟踪和

自动瞄准射击。此处仅述§7.1中各类瞄具的战术技术要求。

一、各类瞄具都应具有一定的精度

设计瞄具时，应根据它的类型、用途和工艺技术条件，尽可能减少其影响瞄准的误差.用瞄具瞄准目标射击时的误差有：目标参数的测定误差，如目标距离、航速、航路等的测量误差；武器结构及其工艺技术、气象条件等引起的散布误差；瞄具设计和制造误差等。瞄具本身精度高，则射击精度必高。

瞄具的结构简单、与枪身紧固刚性连接以及操作方便，可提高瞄准精度。若需采用传动机构，则应避免其运动的复杂性，减少传动链，设置排除空回措施。

二、保证必要的工作范围

瞄具的工作范围必须与武器的性能(如射程、射界、弹丸初速等)以及载体和目标(飞机、坦克等)的性能相适应，不能因瞄具而限制武器发挥其最大威力。例如瞄准角或表尺分划的装定范围应满足武器最大射程的要求，飞机速度的装定范围应考虑到因科学技术发展最近一段时期内飞机航速增大的可能性。瞄具还应有足够的视界，能观察到所需的区域，以利于搜索目标。还应适应目标速度能对目标不断跟踪。但瞄具的工作范围不能过大，否则使结构复杂、尺寸加大。

三、光学瞄具应满足必要的光学性能

光学瞄具的光学性能主要有：视放大率、视场角、出瞳直径、出瞳距离、分辨率。

视放大率应满足清晰观察到必要的距离和对目标的瞄准精度。但视放大率过大的瞄具安装在有振动和摇晃的武器架座上时，会使人感到目标的像模糊。58式四联高射机枪瞄具放大率为3.5倍。

观察固定目标的瞄具，视场角可小些，观察活动目标的瞄具，应根据目标速度和距离，尽可能增大视场角。

出瞳直径的大小确定了自瞄具射出光通量的大小。为保证有足够的亮度，出瞳直径不宜太小。正常工作条件使用瞄具时，出瞳直径应等于人眼瞳孔直径。但人眼瞳孔直径是变化的，白天约为2mm，黄昏为2～5mm，黑夜为7～8mm。故一般军用光学仪器的出瞳直径为4～5mm，以便白天和黄昏都能使用。安装在易于振动和摇晃的架座上的瞄具，出瞳直径应大些，否则眼睛很难对准出瞳，妨碍观察。58式四联高射机枪瞄具的出瞳直径为6mm。

出瞳距离是指光学系统最后一面顶点到出瞳平面与光轴交点的距离。使用瞄具时，人眼瞳孔应当与出瞳重合，因此时可最大限度地接受自瞄具射出的光通量，同时，才能观察整个视场。出瞳距离小于6mm时，眼睛的睫毛会碰到目镜。一般光学仪器出瞳距离为12～15mm。枪械射击时有振动和后坐运动，必要时射手还要戴防毒面具，为避免射手眼睛碰伤和便于瞄准，出瞳距离可达30～100mm。58式四联高射机枪瞄具的出瞳距离为72mm。

光学瞄具的分辨率是指瞄准镜能分辨物体细节的本领。分辨率高，则瞄准精度高。

四、瞄具的工作应可靠

射击时武器的冲击振动都很大，瞄具应有足够的强度，各零件之间的连接要确实可靠，防尘密封性能要好。瞄具各机构动作应可靠，不能因射击振动而改变装定的分划，也不能因转运改变而已校正好的零位线。

五、应在各种气候条件下都能工作

光学瞄具、夜视瞄具以及其上的电器部分对气候条件的敏感性较高。应保证瞄具在高低

温、雨雪、潮湿等恶劣气候条件下都能正常工作，不能因此而产生流油、开胶、发霉或断电等现象。

六、结构应简单而紧凑，操作方便

为了抓住战机，瞄具操作应简便、迅速、准确。应避免复杂的运算和查表手续，各分划应清晰，瞄具位置应便于射手操作，以缩短射击前的准备时间。出厂时已经调整好的瞄具，在使用过程中瞄准线与枪膛轴线的正确关系有可能发生改变，需进行检查及必要的调整，要求调整检查方便。

七、应设置校正装置

由于测量误差和气象条件变化，产生射击偏差是可能的。因此，瞄具上最好设置有俯仰和方向校正装置，以便根据观察结果直接校正射弹偏差。这个问题有时靠移动瞄准镜的瞄准十字线或者转动整个瞄准镜来解决。

§7.4　简易机械瞄准装置

7.4.1　简易机械瞄准装置的特点和分类

一、简易机械瞄准装置的特点

对地面目标用的枪械，由于目标固定或运动速度缓慢，广泛采用由准星和带照门的表尺组成的简易机械瞄准装置。它对目标的瞄准是依赖光的直线传播，即由照门瞄向准星的直线——瞄准线瞄向目标，如图 7－2 所示。

该瞄准装置的优点是结构简单，制造经济，使用方便。射手通过表尺分划赋予枪身所需的瞄准角之后，只要将照门、准星和目标三点构成一直线。即可射击。

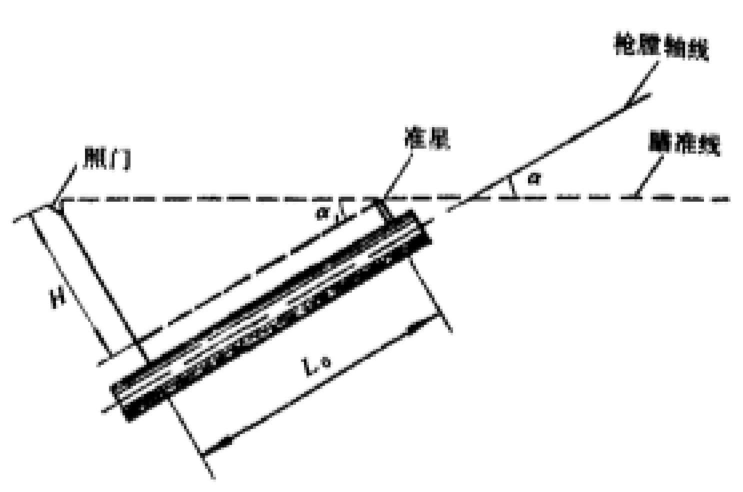


图 7－2　简易机械瞄准装置瞄准原理图

它的缺点是瞄准精度较低，而且只能对眼睛看得见的近距离目标（一般在 3000m 以内）进行瞄准。因为在瞄准时，射手眼睛的视线必须通过照门、准星和目标三个点，但眼睛不可能同时看清楚这三个点。眼睛能看清远近的物体是由于眼内的水晶体借肌肉进行调节的结果，但只能调节眼睛看清某一距离的物体，不能调节同时看清两个或三个不同距离的物体。三点中的两点在视网膜上形成的不是点，而是模糊不清的小圆圈。在较好的气象条件下，经过训练的射手能迅速从照门瞄到准星，再迅速瞄到目标，由于人脑有视觉留影作用，几乎能看清这三个点。但射手的眼睛易于疲劳。若在准星周围制成圆形视孔，可产生光阑作用，使准星轮廓更清晰，减少瞄准误差。

在结构上，简易机构瞄具的瞄准精度与瞄准基线长（即准星与照门之间的距离）有关。当照门和准星和高差一定时，瞄准基线越长，瞄准的角误差越小。在结构设计时，尽可能加长瞄准基线。

二、简易机械瞄具的分类

简易机械瞄具由准星部件(简称准星)和表尺部件(简称表尺)组成。准星部件一般包括准星、准星座、准星滑座和紧固螺钉等,校枪时,可使准星上下左右调节,校枪后,将其紧固。有些枪(如手枪)的准星直接做在枪身上。表尺部件一般包括表尺板或表尺框、照门、表尺轴、表尺座以及用于左右微调的游标等。一般手枪的表尺和照门为一体,直接固定在枪身尾端。图 7－3 和图 7－4 分别为 81 式步、机枪和 77 式 12.7 高射机枪的准星部件和标尺部件。

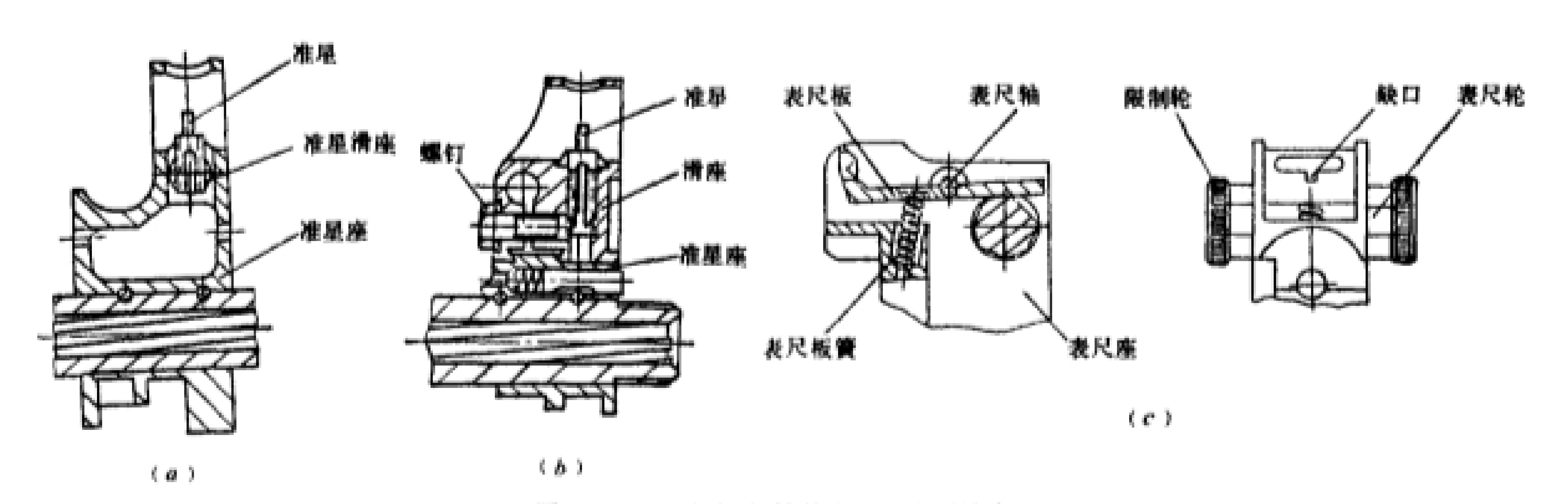


图 7－3　81 式步、机枪的准星和多面轴表尺

(a)步枪准星;(b)机枪准星;(c)多面轴表尺

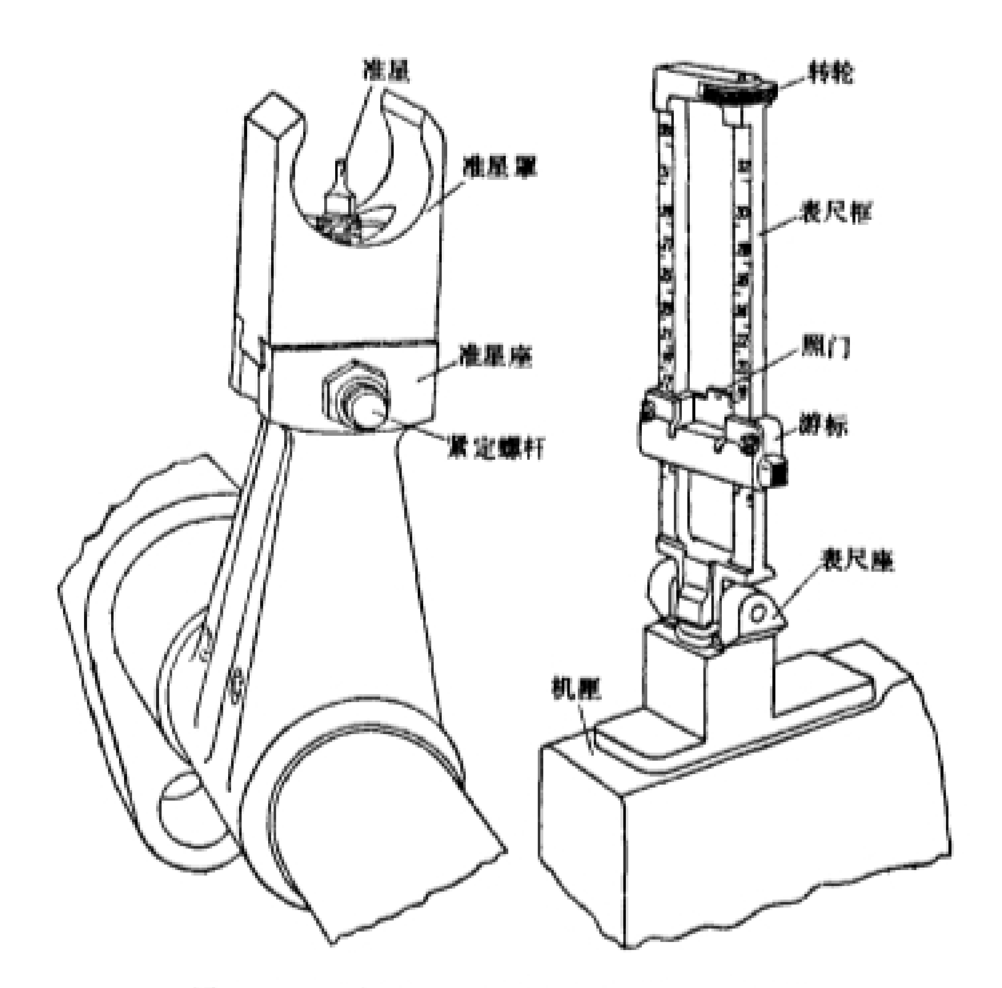


图 7－4　77 式 12 7mm 高射机枪的准星和立框式表尺

1. 准星的分类

准星是瞄具中的重要零件。准星的顶端在瞄准过程中作为照准点，直接影响着瞄准精度。准星顶端截面形状有三角形、矩形和梯形三种。这三种形状都是在枪械发展过程中采用过的，如图7－5。根据与准星座联接方式的不同，准星可作成圆柱形和块状、片状形。

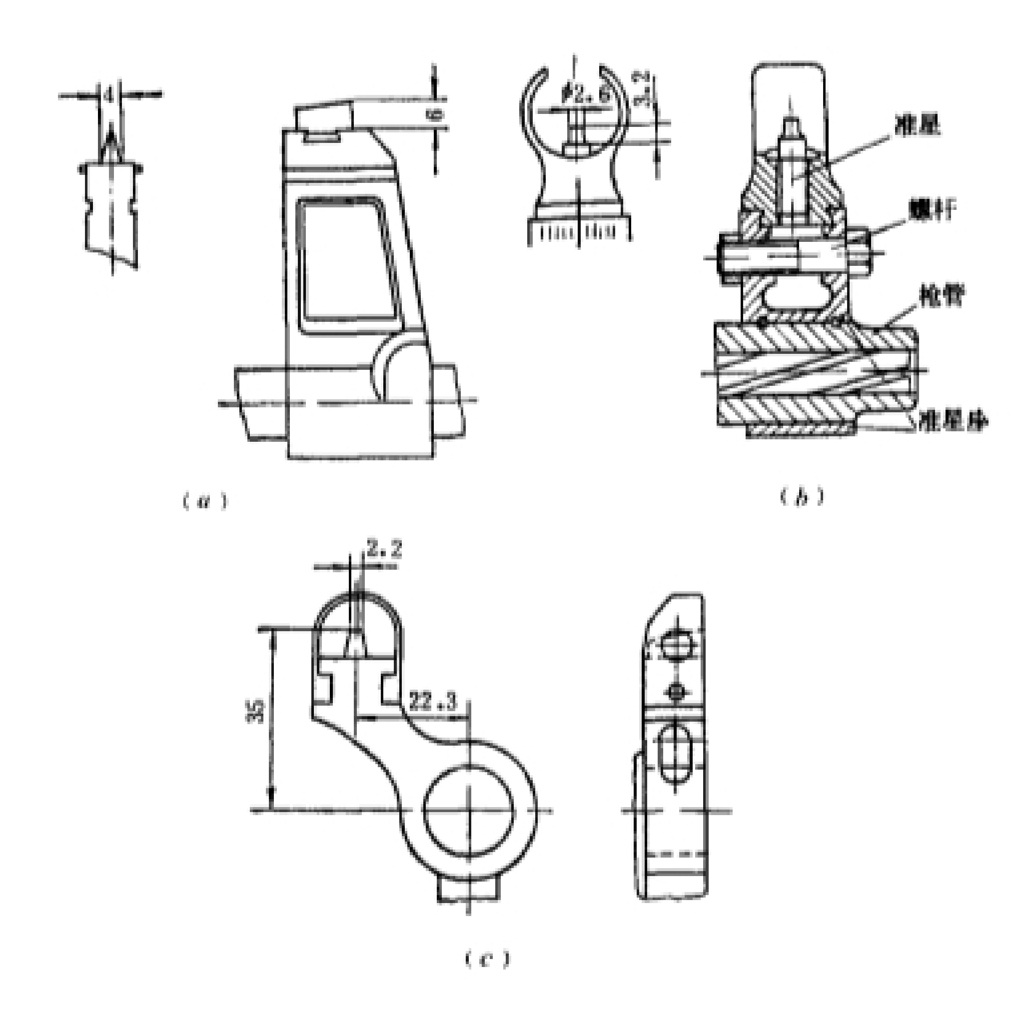


图7－5 准星的截面形状

(a)三角形截面片状准星；(b)柱形截面圆柱形准星，(c)梯形截面准星

2. 表尺的分类

表尺部件的作用主要是变化照门的高度，使枪膛轴线与瞄准线构成不同射距的瞄准角。有些还设有横表尺或游标，对弹丸飞行方向进行横向修正，参看图7－4。按改变照门高度的方式不同，可分为：

(1) 照门直移式。这种表尺又称立框式表尺，参看图7－4。照门在游标上，随着游标沿表尺板作上下直线运动，以构成不同射距的瞄准角。平时将表尺板倒下，以免行军时碍事或碰坏，战斗时将其直立。它的优点是表尺板上的表尺射程分划装定的范围较大，能对远距离目标进行射击。其缺点是表尺板上的分划不等距，装定近射程时易出差错。

(2) 照门回转式。照门制作在表尺板上，随着表尺板绕表尺轴转动而升降，构成不同射距的瞄准角。这种类型的主要优点是表尺板上的分划为等距，装定分划时不易出错。缺点是表尺板分划装定的范围较小。按照门转动的方式不同，有：凸轮式或多面轴式，参看图7－3，转动凸轮或多面轴，可使照门升降，捷克轻机枪和81式步、机枪采用此种表尺；弧形座式，如图7－6，当游标在弧形表尺座上移动时，可使照门升降，这种类型广泛用于步、轻机枪，如56式冲锋枪，56式半自动步枪，56式轻机枪，苏ПКМС通用机枪等；齿弧式，如图7－7，美M14自动步枪

用;L 型式,如图 7—8,这种表尺结构简单,但只能构成两个瞄准角,美 M16A1 自动步枪和 54 式冲锋枪采用此种表尺。

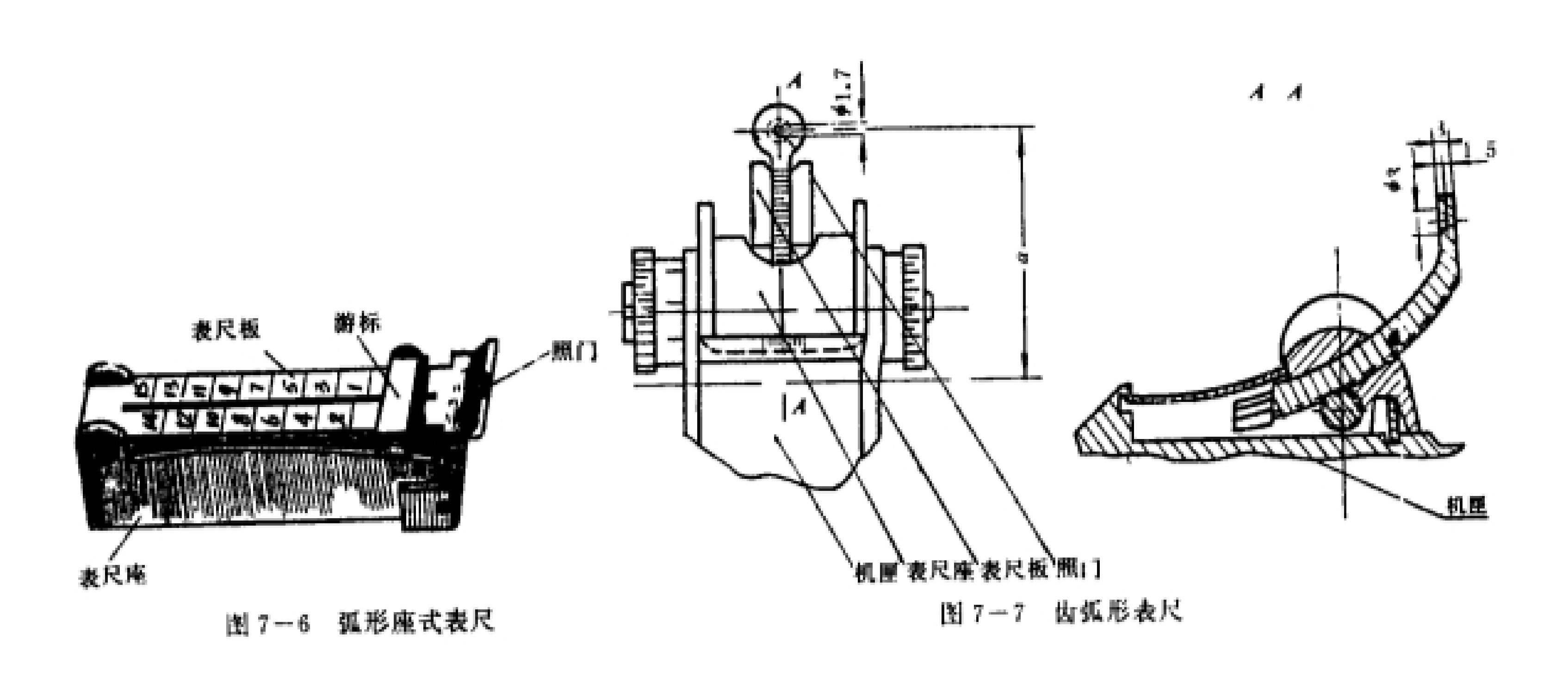


图 7—6　弧形座式表尺

图 7—7　齿弧形表尺

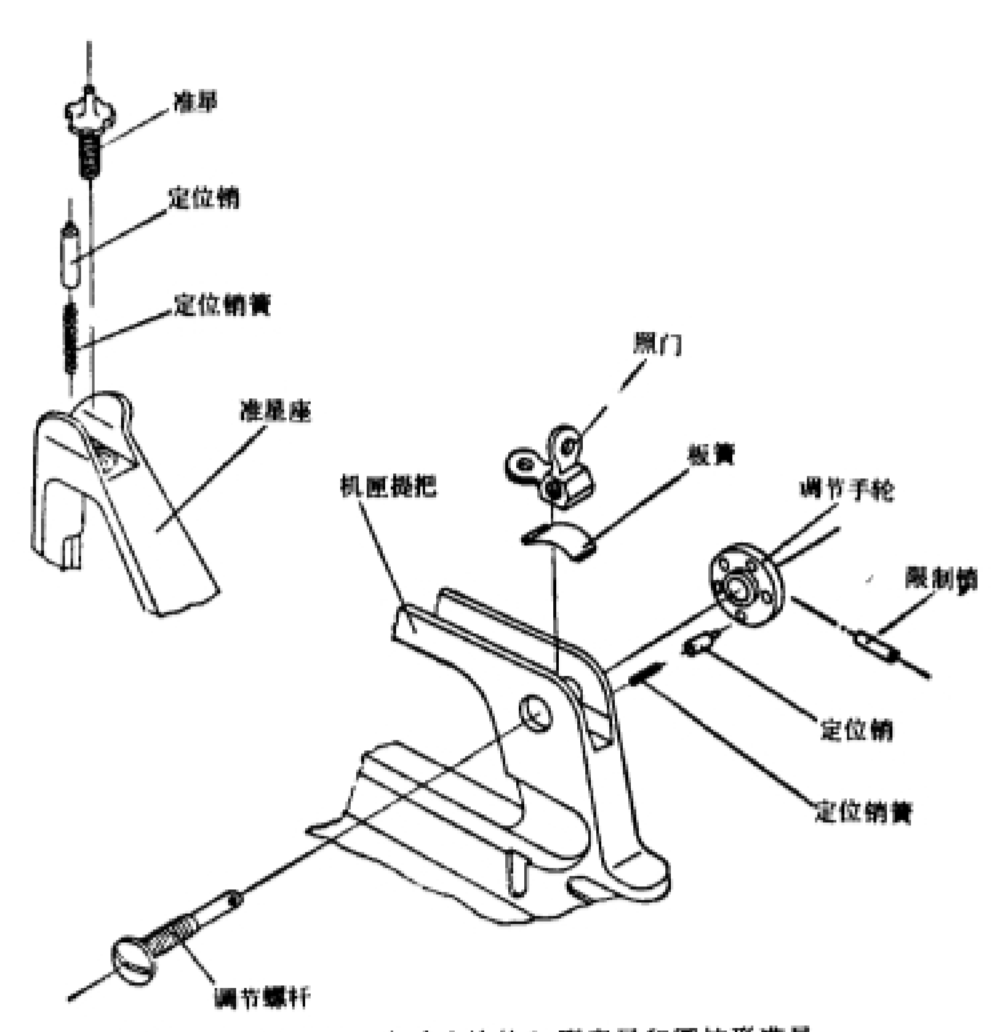


图 7—8　美 M16A1 自动步枪的 L 型表尺和圆柱形准星

(3) 照门前后移动式。美 M2 卡宾枪采用了这种形式,如图 7—9。照门座以燕尾榫压装在机匣后上方的燕尾槽内,觇孔形照门可在照门滑座上前后移动,以构成不同射距的瞄准角,各分划以滚柱定位。转动调节螺杆可使照门滑座在照门座内左右移动,以修正弹着点的横向偏差。

（4）照门固定式。为了结构简单，瞄准迅速，手枪上都使表尺和照门成一体，直接固定在枪身上。这种表尺只能构成一个射距（一般为 50m）的瞄准角。如图 7—10。

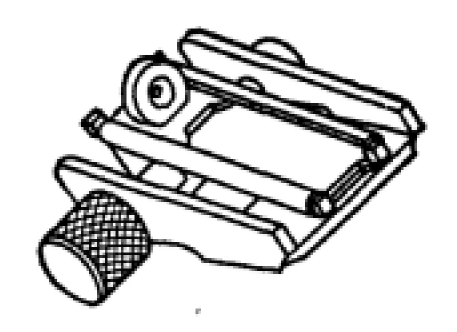


图 7－9　照门前后移动式表尺

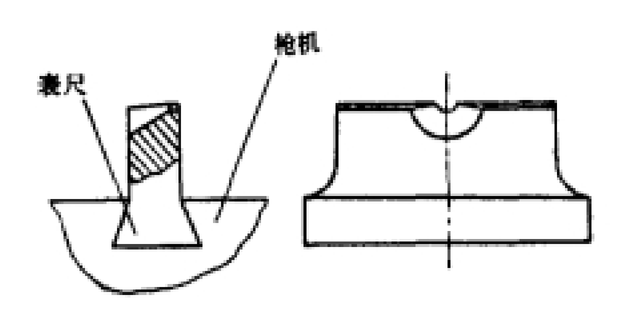


图 7－10　照门固定式表尺

7.4.2　简易机械瞄准装置设计

一、结构设计

结构设计的主要任务是，确定表尺类型及装定参数范围、瞄准装置的安装位置、瞄准基线长、准星和表尺的主要几何尺寸等，为设计计算提供必要的原始数据。

1. 表尺类型的确定

表尺类型的选择要根据武器的战术要求。对主要用于射击近距离目标的武器，其表尺分划不多，可采用较简单的表尺；对于远距离射击的武器，装定分划要多刻制一些，尚需采用横表尺进行横向修正，故表尺的结构比较复杂。根据现有武器所用表尺的特点，可归纳出如下原则，供设计时参考。

（1）手枪常用只能构成一个瞄准角的固定式表尺。结构简单，便于携带和使用。一般手枪的有效射程为 50m，故此瞄准角应按 50m 设计。

（2）射距不大的冲锋枪和步枪可采用 L 型表尺。例如美 M16A1 自动步枪的有效射程为 400m，其 L 型表尺短边的射距为 0～300m，长边的射距为 300～500m。短边的一面无标志，长边的一面标以“L”字，以示区别。

（3）中等射距的步、机枪常用弧形座表尺和齿弧形表尺，并有横表尺。

（4）射距较大的重机枪和大口径机枪常用立框式表尺，一般都要有修正射向的横表尺。

（5）坦克上的并列机枪和航空机枪常取消机械瞄具，而用车上或飞机上的瞄准镜进行瞄准。

（6）在结构设计时，要注意瞄具各零件不能因射击振动而松动。表尺板最好装在槽内，以减少表尺板的横向摆动，并保护其不受碰撞。要消除传动件之间的空回，以提高射击精度。表尺脊的上方应有护翼，以避免表尺脊磨白反光而影响瞄准。凡是射手在瞄准时能看见瞄准装置之处都应表面处理好，应避免反光。

2. 确定瞄准基线长度

瞄准基线越长，对提高瞄准精度越有利。下面从计算上说明这一点。

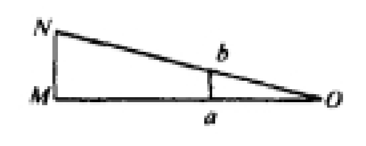


图 7－11　瞄准基线长对瞄准误差的影响

如图 7－11，设瞄准基线长 $L_0=Oa$，射击距离 $D=OM$，照门瞄视点与准星顶点关系位置误差（或射手在瞄视照门和准星时产生的瞄准误差）为 ab，由于 ab 引起的弹着点偏差为 MN。则由此构成的两个相似

三角形可得

$$\frac{ab}{MN}=\frac{Oa}{OM}$$

$$MN=\frac{ab\cdot D}{L_0} \tag{7－1}$$

由式(7－1)可看出,当射击距离 D 和瞄准误差 ab 一定时,弹着点的偏差 MN 与瞄准基线长 L_0 成反比,即瞄准基线愈短,该误差 ab 对弹着点偏差 MN 的影响愈大。例如用53式重机枪进行射击,由于瞄准时有误差,准星偏向右0.5mm。当瞄准基线长为855mm时,500m处弹着点的偏差为292mm。若瞄准基线减为500mm,则弹着点的偏移量增至500mm。可见瞄准基线的长短,对弹着点偏差的影响相当大。实际上,各种武器的瞄准基线长主要取决于武器本身的结构安排,在结构允许的条件下,应尽可能地增长瞄准基线。美M14自动步枪的准星座制作在枪口消焰器上,以达到增长瞄准基线的目的。

3. 瞄准装置在武器上的安装位置

瞄准装置在武器上的安装位置影响武器射击精度,在武器总体设计时应作合理安排。一般都要求尽可能将准星和表尺照门安装在同一零件上,或安装在装配后不能拆卸且没有相对运动的同一部件上,以免使用中准星和照门发生相对位移而带来瞄准误差。在布置安装准星和照门位置的同时,要尽可能使瞄准基线增长,不能为了照顾前一因素而将瞄准基线减得很短,否则就会如同上面所说的那样,可能会带来更大的偏差。

对于枪管与机匣固结的武器,如大部分单人携带武器,一般尽量把准星安在靠近枪口部位,而表尺则尽可能远离准星。若机匣上有合适部位,表尺可装在机匣上,否则应装在枪管尾部附近。若表尺装在可拆卸的机匣盖上,则会因有松动而严重影响准星与照门的相对位置。

对于枪管可更换的武器,如一般重机枪和高射机枪等,在布置准星和表尺的位置时,应考虑到在更换枪管后,正、备两枪管弹着点的一致性。枪管有护筒,且护筒与机匣为不可拆卸的固定联结,一般把表尺装在机匣上,准星装在护筒上,例如53式轻机枪,如图7－12。也有表尺和照门都装在护筒上的,如德MG－42通用机枪。这种安装方法的优点是,准星和照门在使用过程中不会产生相对位移。但缺点是,在更换枪管时,平均弹着点可能偏移。我国在生产53式轻机枪过程中,就曾出现过正、备两枪管射击精度不一致的问题,只能靠选配枪管予以改善。在58式连用机枪生产过程中,曾一次抽九挺枪进行射击试验,弹着点偏差达77mm至485mm。开始采用选配枪管的方法,但也达不到要求;最后将准星座改在枪管上,射击精度不一致的问题才得到解决。



图7－12 表尺装在机匣上,准星装在护筒上

枪管无护筒时,一般把表尺安装在机匣上或机匣盖上,准星装在枪管上。例如53式重机枪和80式通用机枪(仿苏ПКМС)采用了这种安装方法,如图7－13,更换枪管时连准星一起更换。校枪时可用调整准星的方法对各个枪管分别进行。但这要对枪管与机匣的配合间隙严格控制,否则会影响射击精度。

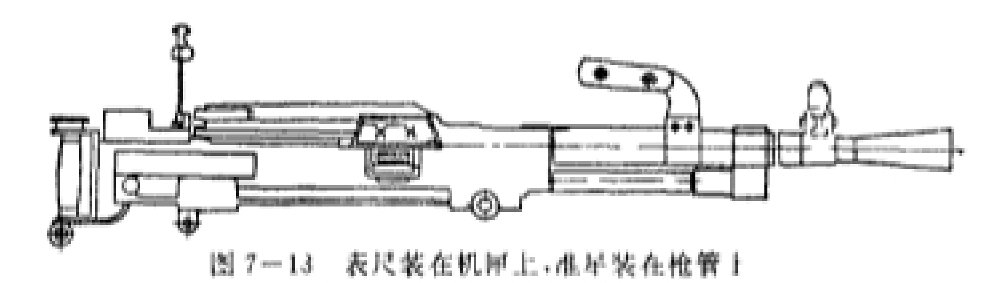


图 7－13　表尺装在机匣上，准星装在枪管上

4．步、机枪上应设置横表尺

步、机枪上应设置横表尺，以修正由于风向和弹丸偏流等引起的弹着点偏差。横标尺又称游标，一般由带细牙螺纹且加工精致的螺旋机构组成。它的作用是使照门能左右微动，以使枪膛轴线与瞄准线构成一个所需的提前角。美 M16A1 自动步枪上设置有横表尺，参看图 7－8，按下定位锁，则可转动调节手轮进行方向修正，手轮每转动一个定位孔，在 100m 处的弹着点可向左或向右移动 28mm。54 式 12.7mm 高射机枪修正偏流的原理如图 7－14，标尺框在表尺座上向左倾斜 2°30′，以自动修正偏流对射击精度的影响。

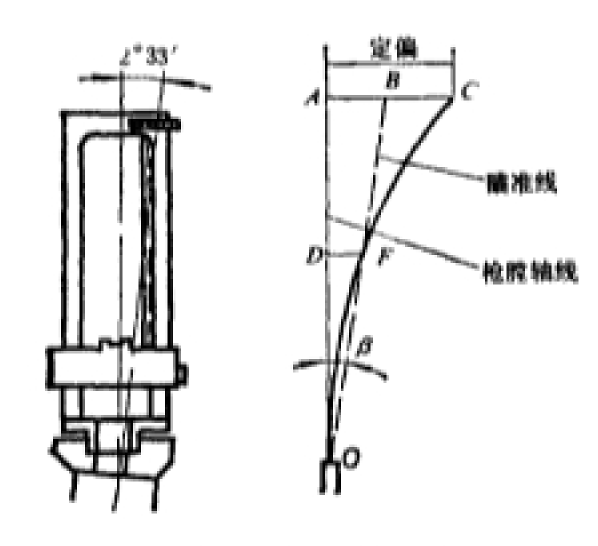


图 7－14　偏流修正原理图

OA —射矩；AC—射距为 OA 时的偏流；

β—射距 OA 的修正角

右旋的弹丸在空气中飞行，产生了向右偏离射面的现象称之为偏流。偏流的大小，随着射击距离的增大而急剧增大。此处的原理是预先使枪膛轴线位于瞄准线的左侧，构成偏流修正角。由于表尺框向左倾斜，当在表尺上装定较大的射距时，照门的上升量也较大，照门向左移动的距离也相应增大，则构成的偏流修正角也跟着增大，这样就自动地修正了随射距增大而增大的偏流影响。

5．准星的结构设计

(1) 准星结构方案选择。手枪的准星应简单，一般是与枪身成一体，直接在枪身前端加工而成，如图 7－15。对于步、机枪，一般要求在射效校正时准星的高低方向可调；校枪完毕后，再将准星紧定牢固。有些圆柱形准星的螺纹部制成切口，使其具有弹性，以防松动，如图 7－16。81 式步机枪和 80 式通用机枪的准星都有切口，参看图 7－3。整个准星部件要牢固地装在准星座上，准星座应与枪管端部成紧配合联结，并用销钉销住。

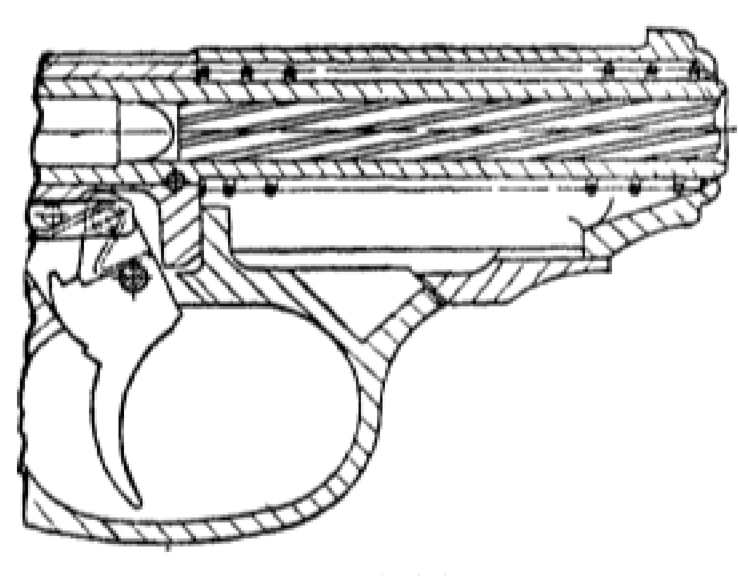


图 7－15　准星在枪身上加工而成

(2) 准星高低和横向调节方式选择。准星的高低调节，一般都采用将准星螺纹部拧高或拧低的方法。当调节到满足校枪要求后，再加以紧定。准星螺纹部开切口可以紧定准星；用定位销也可固定准星，参看图 7－8。为了能进

行微调,准星螺纹部的节距都很小,一般在 1mm 以下。例如 M16A1 自动步枪的准星每旋转一个缺口,在 100m 处的弹着点可向上或向下移动 28mm,参看图 7—8。

准星横向调节滑座有圆柱形滑座和带紧定螺钉的燕尾榫滑座,前者如 81 式步枪和 80 式机枪,后者如 81 式机枪和 77 式高射机枪,参看图 7—3。圆柱形滑座与准星座为紧配合,施力以后可校正瞄准线的偏差。

(3) 准星应当有护罩。除手枪外,一般枪械都有准星护罩。护罩主要作用是防止准星碰弯或磨白反光。护罩有翼形和环形两种,翼形护罩的视野比环形护罩宽些,但在夜间射击时,射手有可能将其中一翼误认为准星;环形护罩有避强光作用,参看图 7—5。

(4) 准星和照门上可安发光柱。为了夜间能看清准星和照门,以便瞄准射击,67—1 式机枪的准星和照门上方有红色和绿色的发光柱或称荧光管,64 式微声冲锋枪也采取了这种措施,如图 7—17。由于荧光剂有放射作用,射手不喜欢。

(5) 准星顶端至膛轴距离的确定。此距离愈大,在瞄准时射手暴露的面积也愈大,对战士的安全不利,而且对行军作战,尤其是在丛林地带作战会带来不便。在结构许可下尽可能减小这个尺寸。

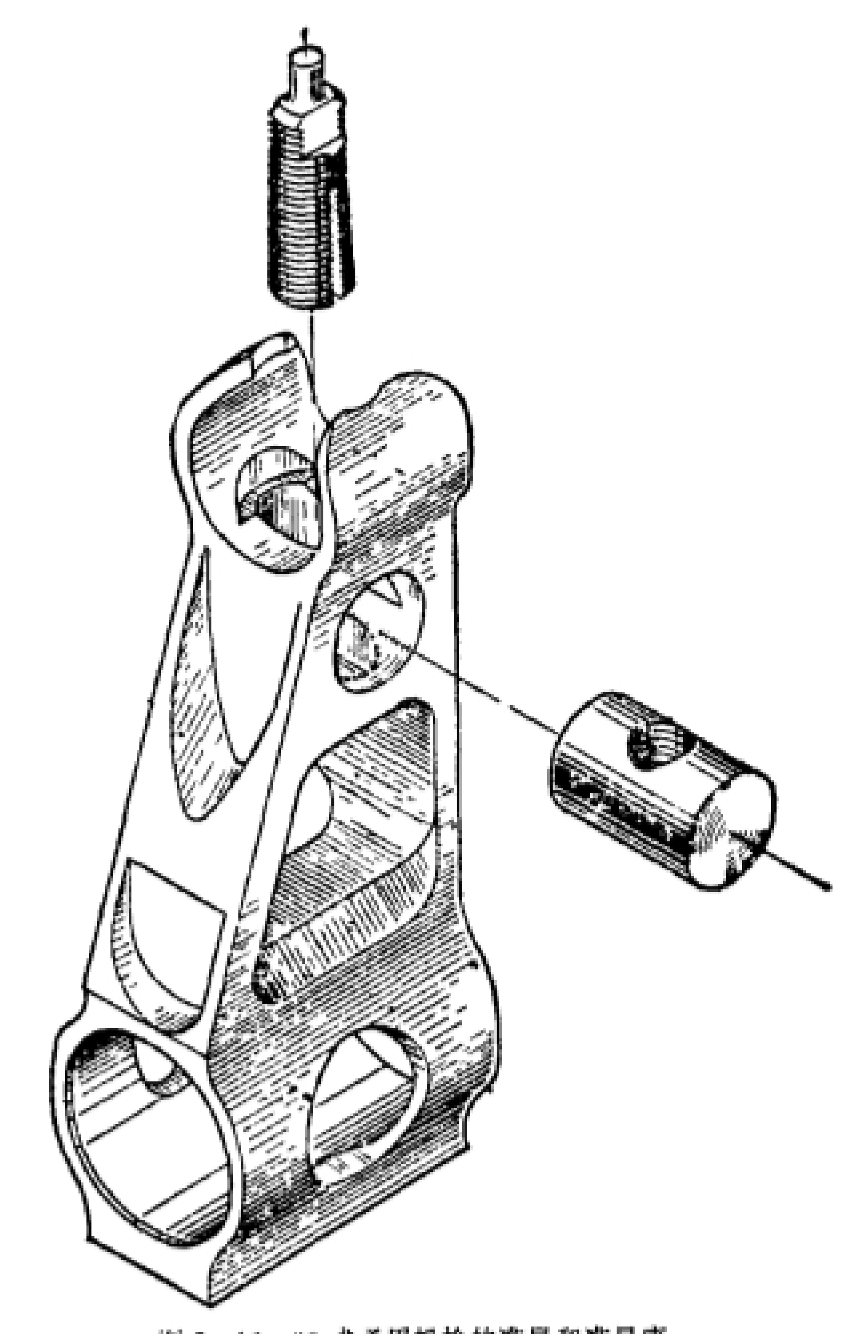


图 7—16　80 式通用机枪的准星和准星座

(6) 准星形状与尺寸的确定。在图 7—5 上列示了三角形、矩形、梯形三种准星顶端的形状。新近武器多采用圆柱体准星且顶端截面为矩形。这是由于圆柱体准星便于设计成高低、左右都可调节的,加工亦很方便。但手枪上都采用片状三角形截面准星,这种形式易于制作在枪身上,且刚度较好,不易碰变形。

准星的宽度取决于射手眼睛至准星和照门缺口的距离、照门缺口宽度、瞄准基线长等,以瞄视清晰为原则。当准星和照门的位置在武器上确定之后,准星宽度和照门缺口宽度可通过几何关系概略估算,并经试验调整确定之。其关系式可由图 7—18 得出。

如图,若宽度 e 过小,则背景不亮,不易瞄准;若宽度过大,不易对中,影响瞄准。一般 e 值由试验确定。

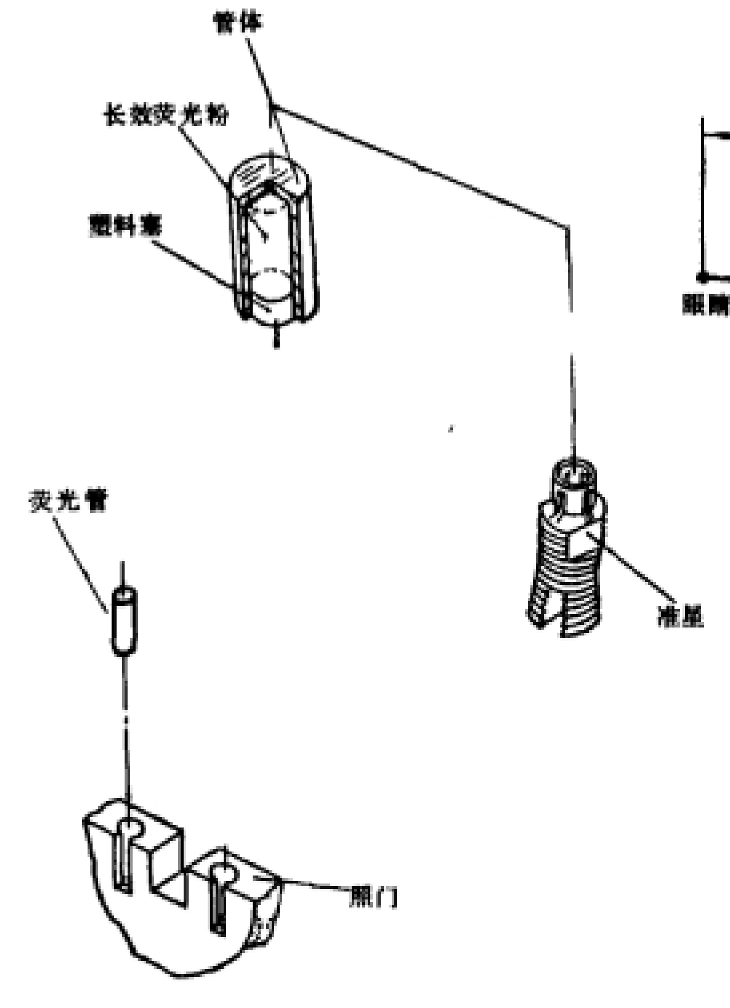




图 7－17　64 式微声冲锋枪准星和照门的荧光管

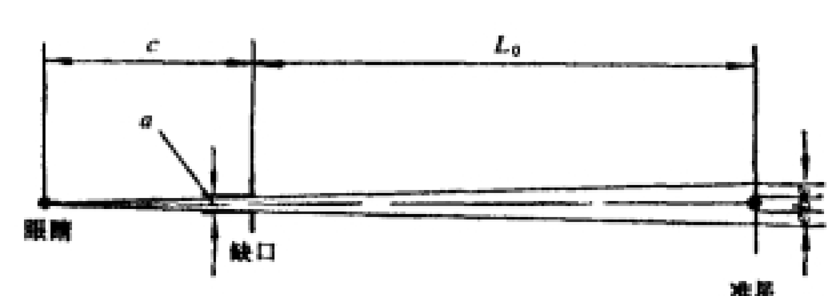


图 7－18　准星宽度和照门缺口宽度的关系
a－照门缺口宽度；b－准星宽度；c－人眼到缺口的距离；L_0－瞄准基线长；e－在瞄准时，缺口与准星两侧应有的宽度

根据相似三角形的性质得

$$\frac{a/2}{c} = \frac{e + b/2}{c + L_0}$$

$$b = \frac{c + L_0}{c}a - 2e$$

由上式知，当 c、a 和 L_0 确定后，准星宽度 b 可求得。c 值应在射手眼睛的明视距离范围，如 56 式半自动步枪的 c 值为 320mm，56 式冲锋枪及班用机枪为 260mm，53 式重机枪为 140mm。现有武器的准星宽度在 1.5～3mm 范围内，照门缺口宽度在 1.2～3mm 范围内。表 7－1 列举了几种典型武器的准星和照门宽度值。

表 7－1　几种典型武器的照门和准星宽度值

	56 式冲锋枪	美 M16A1 步枪	德 G3 步枪	77 式高射机枪
a/mm	1.2	$\phi 2$	1.5	1.2
b/mm	$\phi 2$	$\phi 2$	$\phi 1.5$	$\phi 2$

6. 照门形状及尺寸的确定

照门装在表尺上，应防止纵向和横向松动。81 式步、机枪的照门制在表尺上，表尺板装在表尺座的槽内，可防横动和碰撞。

现有简易机械瞄准装置的照门形状有 U 形、V 形、方形和圆孔(常称觇孔)形四种。如图 7－19。

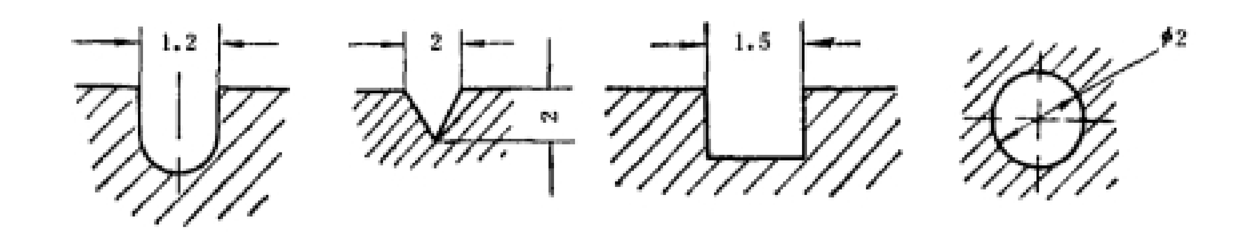


图 7－19　常用的照门形状

觇孔形照门的优点是，因觇孔的直径只在 2mm 左右，射手的眼睛能迅速而准确地确定圆孔中心，从而迅速地将准星顶部置于觇孔中心，使准星顶部与瞄准点迅速相吻合，简化了瞄准动作，便于迅速而准确地瞄准目标。同时射击时射手眼睛可直接靠近觇孔，没有必要很清楚地看见孔的边缘，这样设计时可使照门后移，相应地加长了瞄准基线。觇孔还有光阑作用。这些都可提高瞄准精度。觇孔形照门的缺点是，视界有限，对活动目标及在光线不良的条件下，瞄准较困难，且觇孔易被堵塞。美国的 M1、M2、M14、M16、强生以及德 G3、英 L1A1 等步枪都采用觇孔型照门。

U 型和半圆形缺口基本上保存了觇孔形易找到中心的优点，且因去掉了圆孔的上半部，相应带来视野大的优点。采用这种形状较多，如 54 式手枪、56 式冲锋枪、56 式半自动步枪、56 式轻机枪、54 式高射机枪和美勃朗宁重机枪等。苏联的步机枪大多采用这种形式。

方形缺口视野大，易于加工，多用于连发武器。81 式步、机枪，美 M60 机枪、捷 59 式机枪等采用了这种形式。

V 型缺口一般配梯形准星。德国二次大战用的 MG43、MG42、MP43 等枪采用了这种形式。新近研制的武器少用。

照门缺口的宽度取决于射手眼睛至缺口的距离。若距离小，缺口尺寸可相应缩小；若距离大，缺口宽度可相应增大。现有枪械的照门缺口宽度在 1.2～2mm 范围内。

射手在瞄准射击时所看到的准星宽度和照门宽度的相应视角称为能见宽度(以密位计)。能见宽度与准星宽度、照门宽度以及人眼到准星、缺口的距离有关。显然，缺口能见宽度要大于准星能见宽度。表 7－2 是我国几种仿苏武器的准星和缺口宽度以及能见宽度。

表 7－2　几种武器的准星、照门缺口宽度及能见宽度

枪　　名	准星宽度 /mm	准星能见宽度 /mil	缺口宽度 /mm	缺口能见宽度 /mil
56 式半自动步枪	2	2 4	1 2	3 6
56 式冲锋枪	2	3	1 2	4 4
56 式轻机枪	2 5	2.7	1 5	5 5
53 式重机枪	2	2	1 5	9 5

注：mil 为角度非标准单位，俗称密位，一密位为 1/6000 圆周所对应的圆心角，即 1mil＝360/6000(°)＝0 06°或 1mil＝2π/6000rad≈0 001rad。

由上表中看出，射程较远的机枪，缺口能见宽度也较大。设计时若要增加缺口能见宽度，在结构允许情况下，可适当加大缺口宽度或将缺口移近眼睛的办法来达到。

二、设计计算

对不同距离的目标瞄准时，首先要在表尺上装定瞄准角，即确定瞄准线在射面内的位置。瞄准线就是目标、准星尖和照门中心三点的连线。照门升降的不同高度即构成不同的瞄准角。

照门升降构成瞄准角的大小是通过表尺板上被刻制成一杠一杠的分划表示出来的。因为射手在战场上能够测得目标的距离，不能测出目标所需的瞄准角，所以这一杠一杠的分划不是以角度值表示，而是以射距(即斜射程)表示。即按射距来装定分划。例如 81 式步枪的表尺射程为 500m，表尺板分划杠旁刻制 1，2，3，4，5 字样，这些字样分别对应的射距是 100m，200m，300m，400m，500m。又如美 M2 自动步枪的表尺射程为 300yd，表尺分划上标有 1，2，2.5，3 字，

相对应的射距为 100yd，200yd，250yd，300yd。

当射手装定某分划时，游标或转轮上必需有相应的定位缺口或定位钢珠，以便将游标或转轮定位住。例如美 M2 自动步枪是靠钢珠定位的。

下面的设计计算主要是表尺板上的分划与射距关系的计算。表尺结构形式不同，确定分划板上分划的方法也不同。下面分别叙述照门直移式和照门回转式表尺分划的刻制原理和计算方法，即确定射距与表尺分划的关系。

1. 直移式表尺分划与射距的关系和刻制原理

直移式表尺的照门在游标上。照门随着游标沿表尺滑道在垂直膛轴的方向上下移动，以改变照门至枪膛轴线的高度，从而构成不同的瞄准角。

这种结构的表尺分划与射距关系的计算较简单。参看图 7－2，可得如下关系式：

$$H = L_0 \cdot \mathrm{tg}\alpha \qquad (7-2)$$

式中 H——照门相对准星顶端的高度；

L_0——瞄准基线长；

α——瞄准角。

瞄准角与射距的数值关系由外弹道理论计算而得或由该理论编制的射表中查得。所以当 L_0 一定时，可视(7－2)式是照门高度 H 与射距的关系。

在建立(7－2)式时，未考虑枪目高低角 ε 的影响。由图 7－1 可看出，当 $\varepsilon=0$ 时，斜射程 D $(=OM)$ 与水平射程相等；当 $\varepsilon\neq0$ 时，赋予枪身相同的瞄准角 α，则斜射程与水平射程不等；ε 为正时，斜射程小于水平射程；ε 为负时，斜射程大于水平射程。步、机枪一般都是对枪目高低角较小的目标射击，当 $\varepsilon<15°$ 时，其值对射距的影响不大。高射机枪对空中目标射击时，枪目高低角都很大，简易机械瞄具是不适用的，必须采用高射瞄准具。

由式(7－2)知，当得知射距后，则可查外弹道射表得知 α，由此可算出照门的相应高度，由此高度可刻制表尺板上的分划。下面举例计算。

53 式重机枪瞄准基线长 $L_0=850$mm，求按 100m 射距间隔递增时，与各射距相对应的照门高度。由射表查得各射距相对应的瞄准角 α 值之后，可由式(7－2)计算出照门高度 H 值，见表 7－3。从武器结构定出准星顶端与枪膛轴线的距离后，即可确定表尺分划的位置。

由上表可见，直移式(含立框式)表尺的射距分划是不均匀的。射距越近，分划间隔越密。从表尺板上看是上疏下密，参看图 7－4。这种表尺的缺点，就是射手在装定表尺时，容易装错。

现阐述上疏下密的原因。由(7－2)式知，一般枪上瞄准基线长为一常数，故瞄准高度 H 是瞄准角 α 的正切函数。由正切函数知，函数值上升的增量随着 α 的增大而增大，并非成等比例变化。另外，弹丸飞行时因受空气阻力的影响，使射距与瞄准角成非线性关系。故由表 7－3 可知，当射距增量相等(均为 100m)时，瞄准角的增量并非相等，而且随着射距的增大，瞄准角随着增大。如射距由 200m 增到 300m，瞄准角增加 3′，照门高度 H 的增量为 0.25mm，射距由 1900m 增到 2000m 时，瞄准角增量为 30′，H 的增量为 7.39mm。这就是射距增量相等，表尺分划上疏下密的原因。

在计算直移式表尺分划高度时，是假定表尺垂直于枪膛轴线的。当表尺轴磨损或松动而使表尺不垂直时，虽然装定的分划不变，但照门的高度却发生了变化，从而影响了装定高度的正确性。此时必须送修。

表 7—3　53 式重机枪在不同射距上照门相对准星的高度

射距/m	α/°	tgα	h/mm	射距/m	α/°	tgα	h/mm
100	0 13	0 00233	1 96	800	0 63	0 0111	9 48
200	0 15	0 00262	2 22	900	0 77	0 0134	11 50
300	0 20	0 00349	2 99	1000	0 92	0 016	13 70
400	0 27	0 00465	3 93	1100	1.1	0 0192	16 40
500	0 33	0 00582	4 95	1200	1 3	0.0227	19 40
600	0 42	0 00727	6 23	1300	1.53	0 0268	22 78
700	0 52	0 00902	7 70	1400	1 82	0 0317	26 95

2. 回转式表尺分划与射距的关系和刻制原理

回转式表尺的分划是等间隔的，它的照门制在表尺板上或横表尺上，由表尺板绕耳轴回转改变照门的高低位置来赋予瞄准角。一般利用游标在表尺上移动时与凸轮定型面相作用使表尺板回转。

在设计回转式表尺时，首先是根据武器射程的远近确定分划的多少，并考虑结构上的紧凑设计表尺板的长度，再按相等的射距增量(一般为 100m)来刻制表尺板上的分划，然后设计凸轮曲面(弧形座表尺是表尺座的弧形滑道，齿弧式表尺是其表尺座的齿弧曲面，凸轮表尺是凸轮曲面，多面轴式表尺是同一轴的不同半径平面)来赋予各射距分划所需的照门高度，即所需的瞄准角。

设计凸轮曲面，也就是设计凸轮轮廓曲线。下面以弧形座表尺为例，阐述凸轮轮廓曲线的设计方法。

例　设计弧形座表尺凸轮轮廓曲线。

当移动表尺板上的游标来实现不同射距的瞄准角时，游标下端接触点的运动轨迹，就是凸轮轮廓曲线。该曲线形成弧形表尺座侧棱的形状。游标的横断面形状有方形(如 56 式 7.62mm 半自动步枪)和圆形(如 56 式 7.62mm 冲锋枪)两种。由于游标的形状不同，凸轮轮廓曲线略有不同，但曲线的设计原理和方法是一样的。下面只讲述圆形断面游标表尺凸轮轮廓曲线设计的方法。这种设计方法的步骤如下：

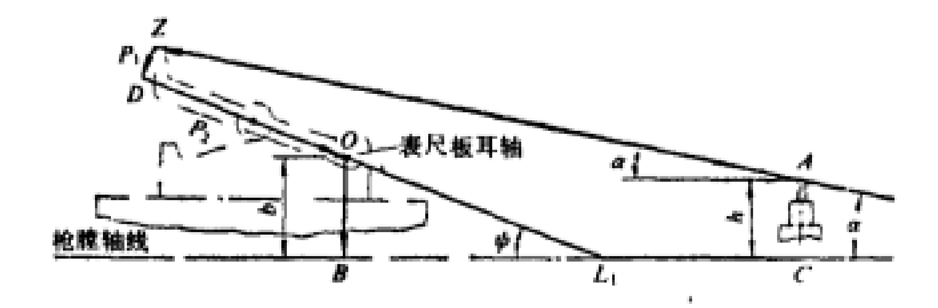


图 7—20　瞄具结构尺寸链简图

(1) 查射表或进行外弹道计算，求得表尺分划各射距所对应的瞄准角值。

(2) 设计表尺结构尺寸，画出尺寸链简图，如图 7—20 所示。

图中　h——准星顶端至枪膛轴线的高度；

b——表尺板耳轴至枪膛轴线的高度；

L_1——准星至表尺板耳轴的(平行于枪膛线的)水平距离；

P_1——表尺脊(照门上棱边)至表尺板耳轴的距离在垂直于表尺板方向上的投影；

P_2——表尺脊至表尺板耳轴的距离在平行于表尺板方向的投影。

表尺与游标上的有关尺寸及分划标志如图7－21及图7－22所示。

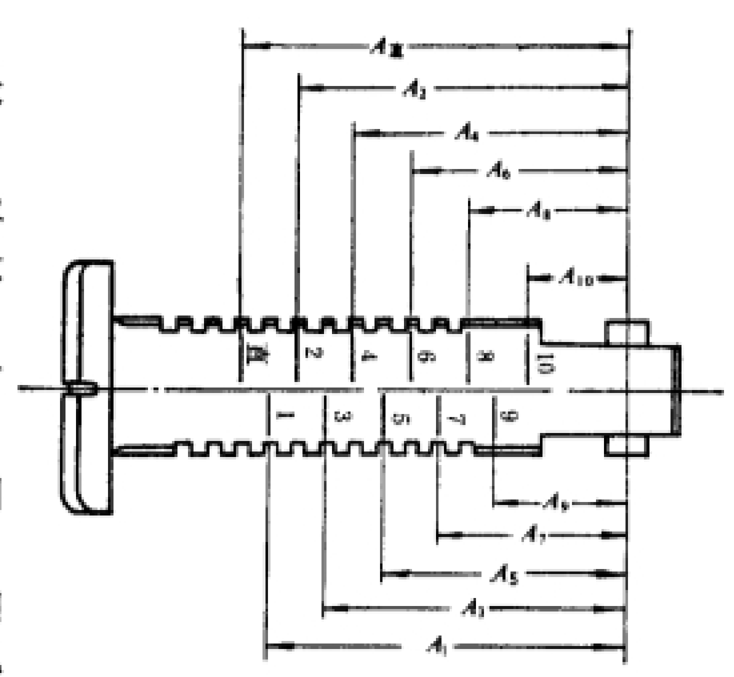


图7－21　表尺板

(3) 确定表尺板倾角 ψ。由图7－20，将图示尺寸投影到与瞄准线相垂直的方向上，可得表尺板倾角 ψ 与瞄准角 α 的关系，即

$$(b-h)\cos\alpha - L_1\sin\alpha + P_1\cos(\psi-\alpha) + P_2\sin(\psi-\alpha) = 0$$

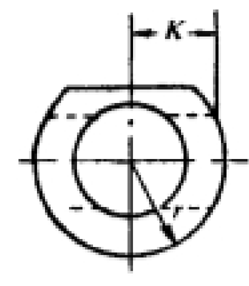
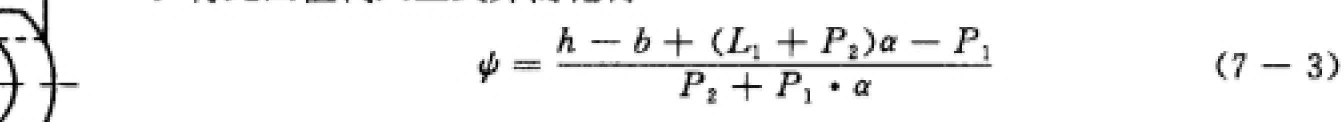


图7－22　游标

对步兵武器，ψ 与 α 角都很小。可取 $\cos\alpha\approx1$，$\cos\psi\approx1$，$\sin\psi=\psi$，$\sin\alpha\approx\alpha$。将此四值代入上式并简化得



$$\psi = \frac{h-b+(L_1+P_2)\alpha-P_1}{P_2+P_1\cdot\alpha} \qquad (7-3)$$

根据表尺装配示意图，如图7－23，可得 P_1 与 P_2 值为

$$P_1 = A_{13} - \frac{A_{14}}{2}$$

$$P_2 = A_{11} + A_{12}$$

由于 P_1 与 α 值很小，故在运算中常略去 $P_1\alpha$ 项，又因为在瞄具结构设计时已确定 h,b,P_1,P_2,L_1 等结构尺寸，只有瞄准角 α 随射距的不同而变化。为运算方便起见，将(7－3)式改写成下式

$$\psi = M\alpha - N \qquad (7-4)$$

式中　$M=(L_1+P_2)/P_2$

$N=(b+P_1-h)/P_2$

将不同射距所对应的瞄准角 α_n 代入(7－4)式中，便可求出相应的 ψ_n 值。

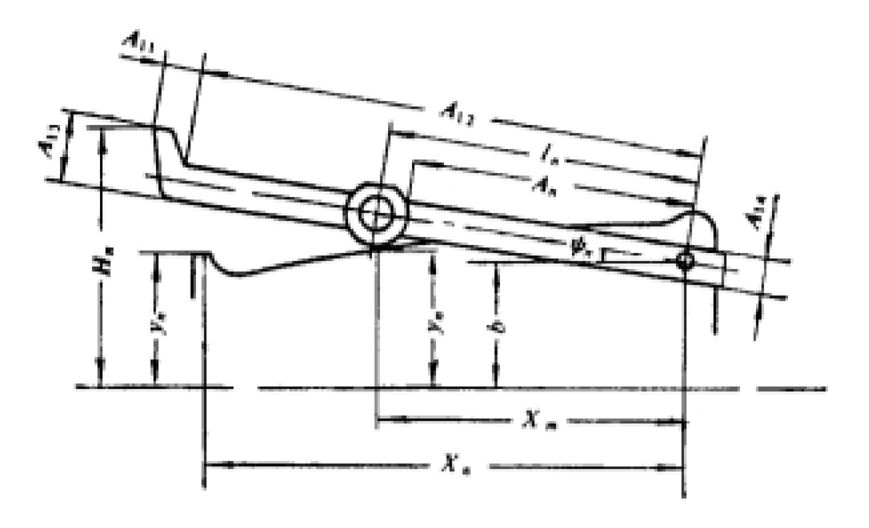


图7－23　表尺装配示意图

(4) 计算表尺座凸轮轮廓曲线与游标接触点的坐标值。由图(7－23)可得

$$x \approx L_n\cos\psi_n \qquad (7-5)$$

$$y \approx b + L_n\sin\psi_n - \gamma \qquad (7-6)$$

$$L_n = A_n + K$$

式中　γ——圆形游标的外圆半径。

将已知的 L_n 及前面求得的 φ_n 代入式(7－5)和(7－6)，便可求出表尺座凸轮轮廓曲线与游标不同接触点的坐标值，然后将各点平滑连结便可得凸轮轮廓曲线。

将外弹道学中射距与瞄准角相关的公式以及(7－3)至(7－6)式，编成计算机计算程序，并上机运算，可由打印机或绘图仪直接获得表尺座凸轮轮廓曲线；如果将编程输入程控机床，则可直接在表尺座上加工出所需的凸轮曲面。

3．直射程表尺分划 D 的刻制原理

瞄准线上弹道高的最大值等于给定目标高时的斜射程，称为直射程，又称直射距离。直射程的含义是：武器能命中在直射程内任何位置上的目标，见图 7－24。显然，直射程的长短决定于目标的高度和弹道的低伸性。目标愈高，弹道愈低伸，则直射程愈长。掩体内的人头目标高约 30cm，卧倒或匍匐前进的人胸目标高约 50cm。

例如，56 式半自动步枪和 56 式冲锋枪都是经常用于射击 400m 以内的目标。在 350m 射程时的最大弹道高为 50cm。由于表尺上没有“3.5”(即射程 350m)的分划，实战中通常将表尺装在分划“3”上，即以 300m 作为直射程。凡对 300m 以内的 50cm 高匍匐前进目标，可不需更换表尺分划而直接瞄准射击。这样就可提高迅速开火的机动性。

为了装定方便，可专门设置直射程分划“D”。例如，在 56 式半自动步枪和 56 式冲锋枪的表尺分划“1”的后方刻有“D”或“П”的分划。“D”分划与表尺分划“3”所装定的瞄准角是一样的。

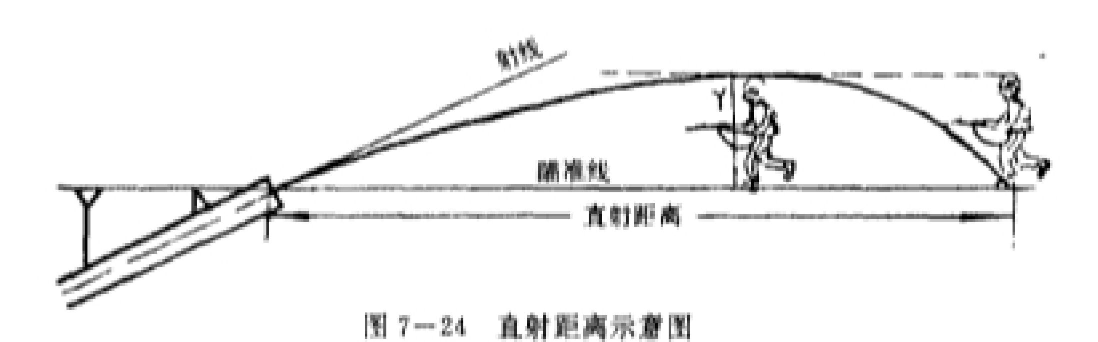


图 7－24　直射距离示意图

4．横表尺分划的刻制原理

对远距离目标射击时，由于横风和偏流的影响，将使弹着点在左右方向上偏离目标，需要进行修正；另外当对地面运动目标射击时，需要装定提前量。故有些武器要求能进行方向瞄准，一般采用横表尺，即使照门能左右移动，以改变瞄准线在水平方向的位置而达到修正目的。

(1) 横表尺分划间隔的计算。照门横向移动量与方向瞄准角的关系，如图 7－25 所示。当瞄准基线长 L_0 确定后，照门移动量 Z 与方向瞄准角 δ 的关系式为

$$Z = L_0 \mathrm{tg}\delta$$

为了便于射手的记忆和计算，横分划间隔值所表示的方向瞄准角 δ 常用 mil（1mil≈1/1000rad）计算，且因照门移动量 Z 值很小，故上式可写为

$$Z = L_0 \frac{\delta}{1000} \qquad (7-7)$$

上式中的 δ 为 mil 数。

例如，53 式重机枪的瞄准基线长为 855mm，横表尺的一个分划相当于 1mil，故每一分划

间隔值应为

$$\Delta Z = L_0 \frac{\delta}{1000} = 855 \times \frac{1}{1000} = 0.855\text{mm}$$

射手很容易算出，当射距为100m时，提前量为100mm，射距为200m时，提前量为200mm，如此类推。

(2) 对运动目标射击时，提前量的计算。由图7－25知，根据相似三角形可得

$$\frac{Z}{S} = \frac{L_0}{D}$$

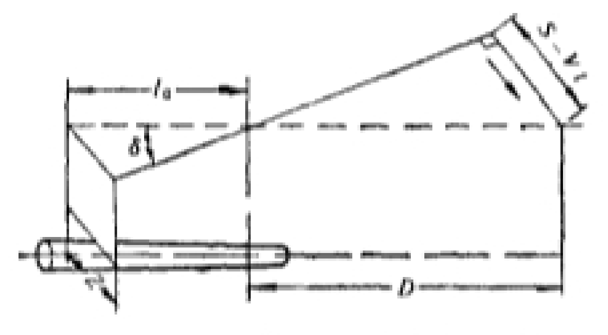


图7－25 横表尺分划计算原理图

又提前量 $S = Vt$，则照门移动量

$$Z = \frac{VtL_0}{D} \qquad (7-8)$$

式中 V——目标运动速度；

t——弹丸飞达目标的时间；

D——射击距离。

上式中，瞄准基线 L_0 是已定的，根据不同射程及目标运动速度即可算出照门移动量。

有些武器不是用横表尺修正，而是把立框式表尺板作成向左倾斜一个角度，例如54式12.7高射机枪的简易机械瞄准装置把立框式表尺作成向左倾斜2°23′的角度。随着射程的增大，沿表尺框向上移动游标时照门缺口就相应向左偏移了所需的位移。这样就自动地修正了由于右旋膛线所造成的偏流现象。

§7.5 高射瞄准装置

高射瞄准装置主要用于对付运动目标，如飞机、导弹等。由于目标运动速度和运动方向是变化的，且还要对其跟踪射击，所以高射瞄准装置比对付固定目标的瞄准装置要复杂得多。在大口径自动武器上，一般配有自动瞄准装置，它包括雷达和光学跟踪仪、火控计算机（或指挥仪计算器）、随动系统以及使武器进行高低和方向转动的高低机和方向机等；整套瞄准装置由电力操纵，并自动瞄准目标，它的造价较高，甚至高于火力系统本身；但由于它的瞄准和射击精度很高，现代大口径自动武器都采用它。

我国56式14.5mm四联高射机枪、74式双管37mm高炮和57mm高炮上都装有自动向量瞄准装置。自动向量瞄准装置就是根据给定的目标距离和速度向量自动地构成所需提前角和瞄准角的瞄准装置。它实质上是一套机械式计算机构的组合。

自动瞄准装置的瞄准过程是：雷达或光学跟踪仪搜捕、跟踪目标，并测出目标的坐标（方位角、高低角和距离），然后将测得数据由电缆传给火控计算机，迅速算出武器射击诸元（提前量和射角），由电缆传给随动系统，再由随动系统操纵高低机和方向机使枪身（或炮身）指向目标，并自动跟踪、瞄准目标进行射击。例如瑞士GDF005型双管35mm自动高炮采用称为“炮王”的光电跟踪瞄具可实施三维的目标跟踪；内装的激光测量仪能测量出目标距离及其方位数据、气象数据以及连续地记录弹丸初速等；将这些测得数据通过综合数字计算机进行计算，就能算出提前量，然后通过随动系统控制火炮对准目标准确射击。这种瞄具操作简便，炮手只需使用

潜望镜中的十字线对准目标，一种报警声就表明射击可以开始。这是目前世界上最先进的一种瞄具。

自动向量瞄准装置的瞄准过程是：由瞄准手根据目标距离、飞行方向和飞行速度等操作距离装定机构、航向及航速装定机构等机械计算机构。在操作这些机构的同时，就自动赋予给机枪的提前角和瞄准角等射击诸元。然后操纵方向机和高低机瞄准目标射击。

本书只讲述高射机枪目前还使用的环形瞄准装置和高射用瞄准镜。因为自动向量瞄准装置的机械结构很复杂，而且是在一些假设条件下设计的，瞄准速度和瞄准精度也不很高，已逐渐被淘汰而被火控装置所代替，此处不再讲述。

7.5.1 高射瞄准装置的瞄准原理

用高射机枪对空中运动目标射击时，由于目标和弹丸都在运动，必须解决弹丸与目标相遇的问题，才能命中目标。设计高射瞄准装置，就是解决这个问题。

图 7－26 是高射瞄具瞄准原理图。设目标以速度 V 向射向右方飞行，O 为枪口位置，ϵ 为枪目高低角。在机枪开始发射瞬间，目标位于 A_b 点，若直接对准 A_b 点瞄准射击，则弹丸飞到 A_b 点时，目标已飞到 A_W 点了。因此必须赋予枪膛轴线以一定的提前量，使弹丸出枪口后飞向目标未来点 A_W。这样才能命中目标。

在弹丸飞行时间内，我们不知目标如何飞行，未来点在哪里，故须作一些假设。常假设：在弹丸飞行时间内，目标在任意平面内作等速直线飞行。由于弹丸飞行的时间很短，对低空运动的敌机，在机枪作一次点射的时间内，此假设与实际情况出入不大，可保证较好的射击精度。根据这一假设得知：未来点位于目标现在航路的延长线上；未来点与现在点之间的距离应等于目标速度与弹丸飞行时间的乘积，也即是弹丸飞行时间与目标从现在点飞到未来点所需的时间相等。

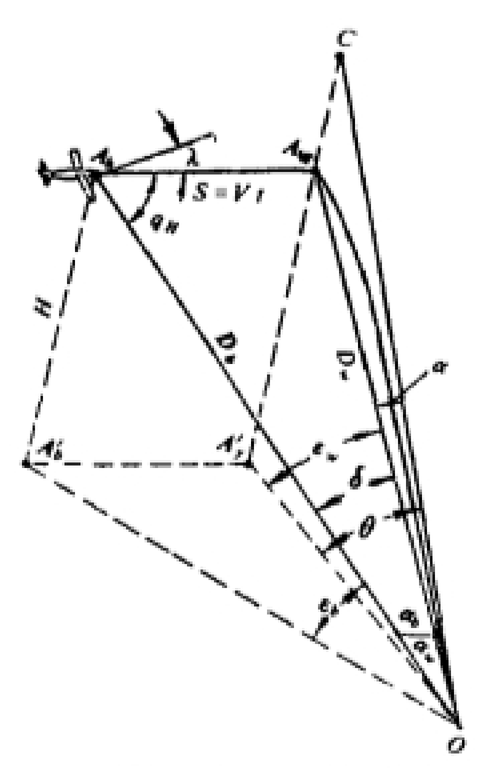


图 7－26 高射瞄准原理图

A_b－目标现在点；A_W－目标未来点；D_b－目标现在点斜距离；D_W－目标未来点斜距离；ϵ－目标现在点高低角；ϵ_W－目标未来点高低角；δ－提前角；α－瞄准角；q－航路角；λ－升降角（上升角或俯冲角）；θ_0－射角

一、提前三角形的形成

如图 7－26 所示，当我们测得目标现在点的距离 D_b、运动速度 V、高低角 ϵ_b、航路角 q 和升降角 λ 之后，就可确定三角形 ΔA_bOA_W 在空间位置。此三角形称为提前三角形。瞄准线 OA_b 与 OA_W 之间的夹角 δ 称为提前角。设计高射瞄准装置任务之一就是要解决提前角问题，即瞄准手通过瞄准装置瞄准目标时，瞄准装置能使枪身相对瞄准线形成相应的提前角。提前角的大小当然取决于目标距离、航速、航路角和升降角等的大小。

二、弹道三角形的形成

当赋予枪身提前角后，若把枪口直接瞄准目标，还不能解决命中问题，因为弹丸出枪口后在空中飞行时要受到重力和空气阻力的作用，形成一条弯曲弹道，弹丸将会从目标未来点 A_W

的下方通过。如图 7－26 所示，只有将枪身再抬高一个相应的瞄准角 α 之后，弹丸才能与目标未来点 A_W 相碰。由于弹丸受重力作用是垂直向下的，所以含有瞄准角 α 的弹道三角形 ΔOCA_W 应位于铅垂面内，CA_W 为弹道铅垂下降量。

三、高射瞄准装置的任务

如上所述，为了命中目标，枪身轴线与瞄准线在空间的正确位置，必须由想象的提前量三角形和弹道三角形来确定，也就是说必须相对瞄准线赋予枪身相应的提前角和瞄准角，即相应于目标当时所在位置和运动情况的提前角和瞄准角。但是目标在空中的位置和运动情况是多种多样的，故相应的就有多种多样的提前角和瞄准角。

设计高射瞄准装置的任务就是：设计各种计算机构，用以装定目标距离、航速、航向等有关数据之后，能在机构上形成与想象的空间提前三角形和弹道三角形相似的两个三角形。如图 7－26 所示。

$$\Delta a_b o a_w \backsim \Delta A_b O A_W$$

$$\Delta a_w o c' \backsim \Delta A_W O C$$

这样，在机构上保持枪膛轴线与 OC 平行，当瞄准手通过瞄准线瞄准目标时，就自动给出了提前角 δ 和瞄准角 α。

7.5.2 环形瞄准装置

环形瞄准装置就是根据目标的航向、航速和距离，设计若干个同心圆环作为前照准器与固定的后照准器配合，构成瞄准角和提前角的瞄准装置。这是高射瞄准装置中最简单的一种。它的基本构件是前照准环（相当于准星）和后照准器（相当于照门）。这种瞄具的瞄准精度较差，但结构简单，操作方便。重机枪和大口径机枪在对运动目标射击时仍采用这种瞄具。

前照准环平面在使用时保持水平状态的，称水平环形瞄准装置；它的设计依据是假设目标在水平面内作等速直线运动；由于这种瞄具在对俯冲目标瞄准时，选定照准环上对应点的计算过于复杂，并且在高低角小于 15°时无法瞄准，故已很少采用。目前多采用照准环平面垂直于枪膛轴线的，又称之为缩影环形瞄准装置；它的设计依据是假定目标在任意平面内作等速直线运动。本节讲的是部分 56 式 14.5mm 四联高射机枪和 54 式 12.7mm 机枪上用的这种瞄具，如图 7－27 和图 7－28 所示。

一、缩影环形瞄准装置的结构设计

环形瞄准装置一般由平行四边形臂体、航速航路装定器和距离装定器组成；但没有斜距离和高低角等修正机构。显然，它与自动向量瞄具相比，结构简单，但瞄准精度差。

1. 平行四边形臂体

用来作为平行四边形的一边，并在其上安装瞄具各零件。其前端与平行四边形拉杆相连，后端通过瞄具轴安装在枪架支臂上。臂体上还安装有射击标牌。标牌上标有不同航速、不同缩影时应选择的瞄准孔号数。见图 7－27。

2. 航速航路装定器

用来装定目标的航速和航路。由速度环、航路环、环架（环梁）、航路装定手轮等组成。

环架为航速航路装定器的基架，固接在臂体上。其左端为航路环的固定环，右端为速度环的固定环。两个固定环上的装有滚轮。

航路环由环体、小飞机、钢丝组成。环体卡在固定环的滚轮上，其端面有齿，与齿轮啮合，该

齿轮可带动环体在滚轮上转动；小飞机和钢丝固连在环体上。

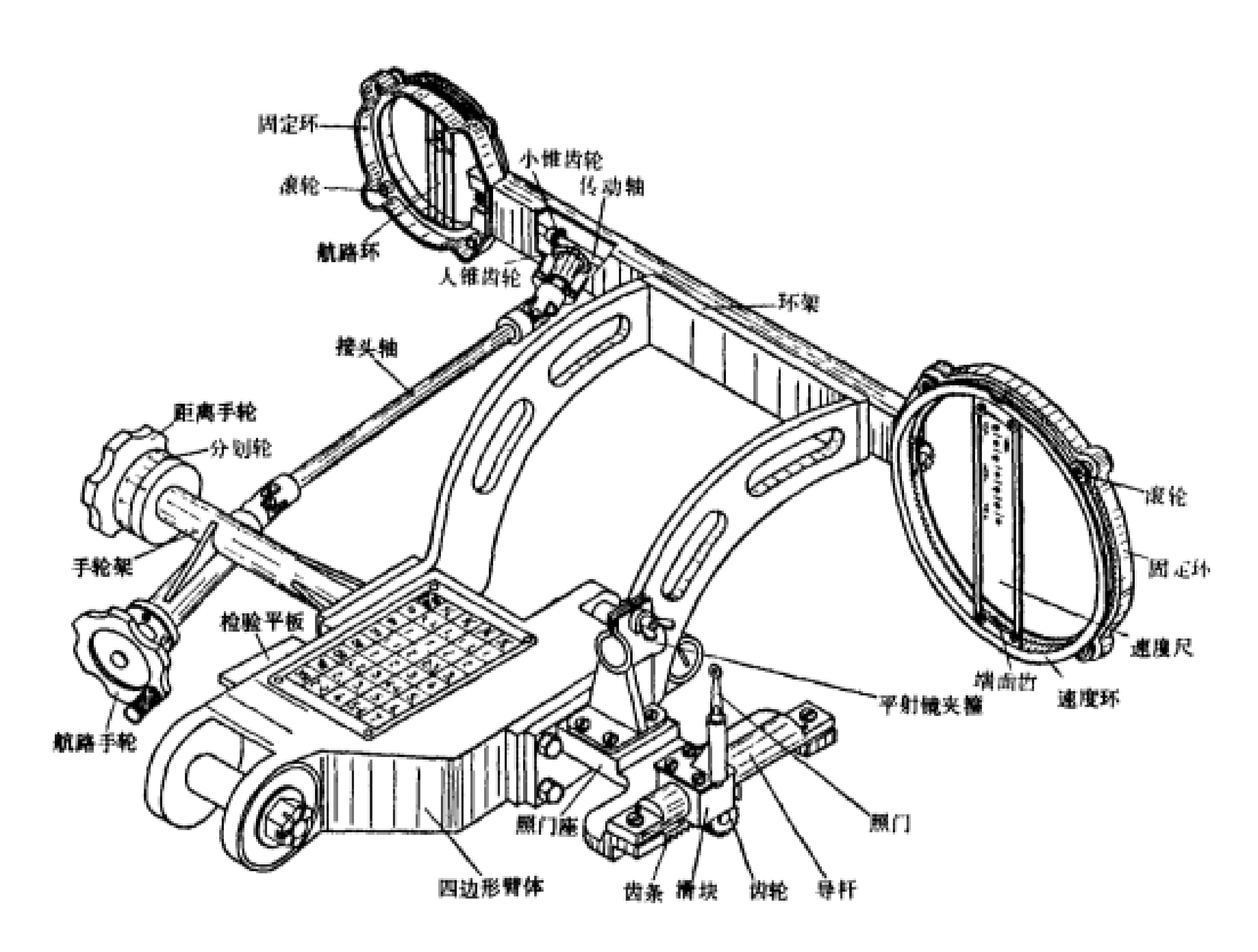


图 7－27　56 式 14.5 四联高射机枪用环形瞄准装置

速度环由环体及有机玻璃速度尺组成。环体卡在固定环的滚轮上，其端面有齿，与齿轮啮合，该齿轮可带动环体在滚轮上转动。速度尺（瞄准尺）固定在环体上，其上除中心孔外，设计有一排孔，各孔距相等。每两孔之间的距离相当于一个航速段。孔数的多少可根据所分航速段的多少和目标最大航速来确定。若飞机的最大航速为 400m/s，每两孔之间表示的航速段为 50m/s，则需设计八个孔。在 12.7mm 高射机枪的瞄准装置上还设置有副尺，以增加孔数而扩大瞄准范围，如图 7－28 所示。速度尺的安装，必须保证各孔中心的连线与航路环上的钢丝平行，而速度环和航路环平面必须与枪膛轴线垂直。

当转动航路手轮装定目标航路时，通过万向接头轴上的大锥齿轮带动小锥齿轮，使贯穿在环架中的传动轴转动，轴两端的齿轮就同时带动航路环体和速度环体转动，使小飞机与目标同向，钢丝与目标航路线平行，同时速度尺上各孔中心的连线也与目标航路线平行。选择不同的孔进行瞄准，可得出与目标速度相对应的航向尺 R（中心孔的中心与选择孔中心的距离），即得出相应的提前角 δ（中心孔中心和照门孔中心的连线与选择孔中心和照门孔中心的连线所成的夹角）。

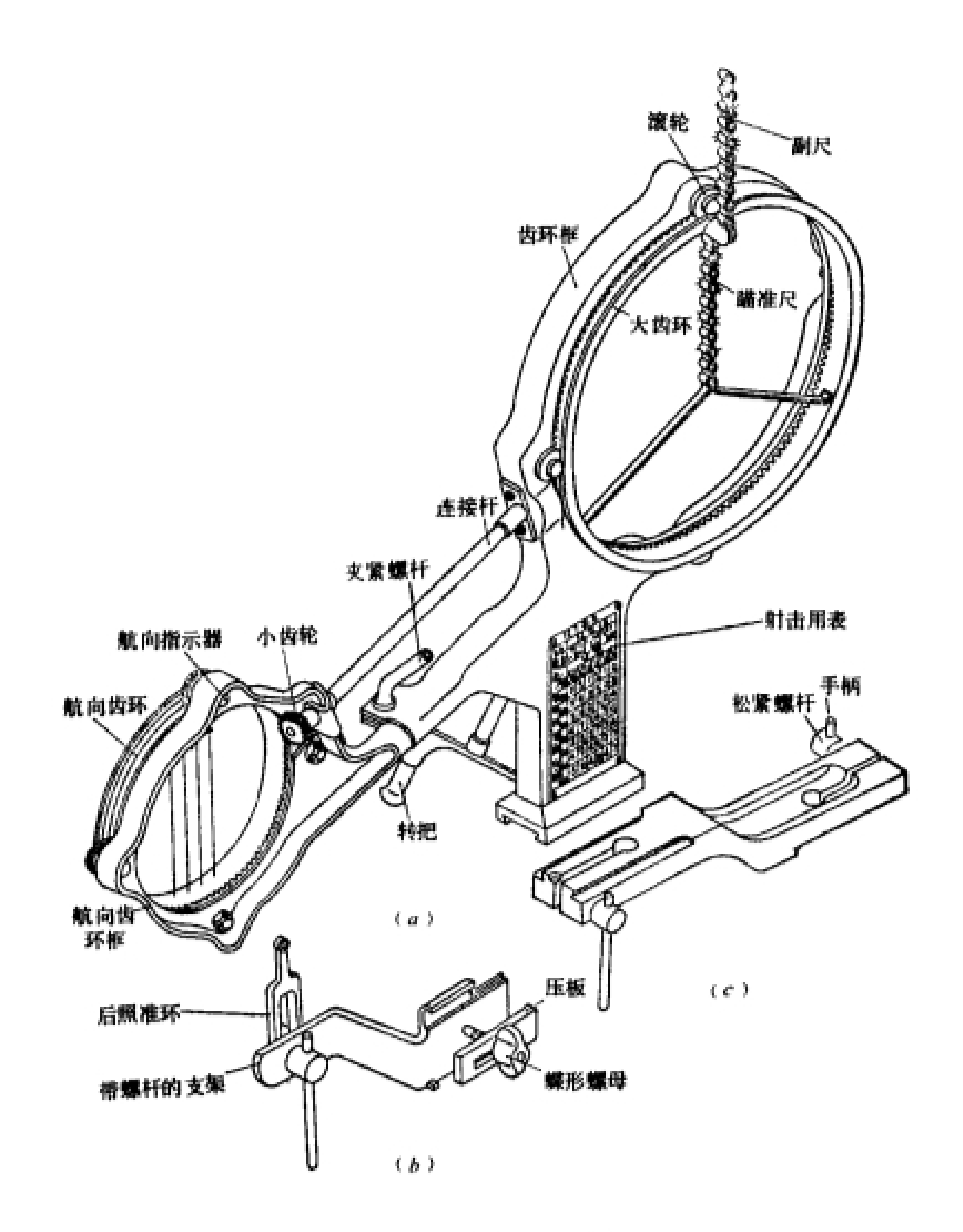


图7－28　12 7mm高射机枪瞄准装置

3. 距离装定器

用来装定目标的现在斜距离。由手轮架、距离手轮、分划轮、照门及照门座、滑块、齿轮和齿条等组成。

带有轴孔的手轮架及照门座分别固接在臂体的左、右侧，轴贯穿在轴孔中。轴的一端固联着距离手轮和距离分划轮，另一端装有齿轮。导杆固定在照门座上，前高后低与枪膛轴线成2°±5′的夹角。齿条与滑块用螺钉固连，并活套在导杆上。照门本体用螺栓固定在滑块上，照门本体上的螺栓穿孔为长孔结构，松开螺栓可调整照门的方向偏差；照门上端为一圆孔，下部为螺杆，拧在照门本体上，并用防松螺母拧紧，松开螺母可调整照门的上下偏差。齿轮与齿条啮合。平射镜夹箍座安装在照门座上，用以安装平射镜。

转动距离手轮装定距离时，通过齿轮带动齿条，使照门沿前高后低的导杆前移，瞄准线下俯，为了重新瞄准目标，则必须转动高低机赋予枪身一个与斜距离相对应的瞄准角 α（即瞄准

线与枪膛轴线构成的夹角)。

二、瞄准角和提前角在环形瞄准装置上的形成原理

环形瞄准装置的瞄准原理是在瞄具上构成与空间提前三角形和弹道三角形相似的两个小三角形,赋予枪身提前角和瞄准角。

1. 瞄准角 α 的构成

以现在斜距离对应的瞄准角,近似地当作未来斜距离对应的瞄准角而进行装定的。

距离分划归零时,从后照门孔瞄向目标的“零位瞄准线”与枪膛轴线平行。装定目标现在斜距离后,照门孔随之上抬,照准点下降离开目标,转动高低机重新瞄准目标,枪管抬高了一个与现在斜距离相应的瞄准角。

54 式 12.7mm 高射机枪的高射瞄准装置未设专门的距离装定器,而是将后照准器装在平射瞄准装置的照门座上,利用照门座在表尺上的移动来装定距离。例如,将平射瞄准装置的照门装在表尺“9”上,如图 7—29 所示,以调整后照准器的高低,使通过后瞄准孔和前照准环中心孔的瞄准线与通过平射瞄准装置的照门和准星的瞄准线瞄准同一远点(即两线互相平行),则在高射瞄准装置上装定了一个表尺“9”(即斜距离为 900m)的瞄准角 α_0。

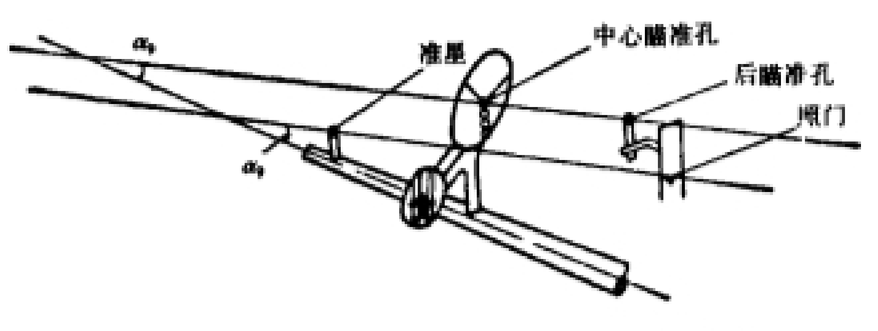


图 7—29 54 式 12 7mm 高射机枪瞄准角的构成

2. 提前角 δ 的构成

提前角 δ 的大小应根据目标现在斜距离 D、航速 V 和航路角 q 的大小来确定;然后根据 δ 的大小来选定前照准环(速度环)上相应的瞄准孔(环孔)。在瞄具上构成提前角 δ 的原理如图 7—30 所示。

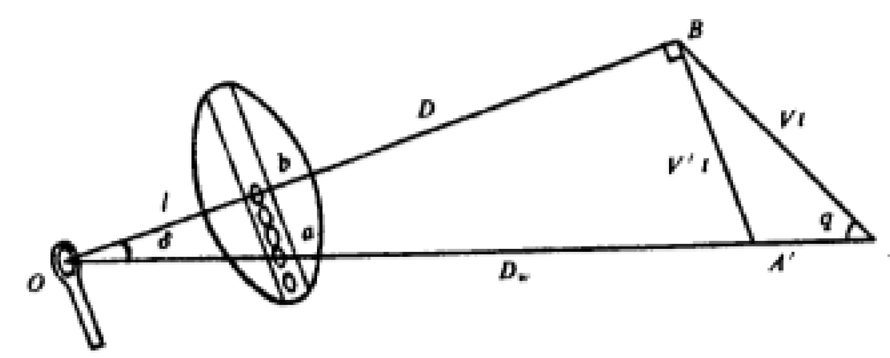


图 7—30 提前角构成原理图

设目标由 A 点飞向 B 点。在 ΔOAB 中,因 δ 很小,可近似视 $\angle OA'B=90°$;又假设 $D\approx D_W$,则

$$\sin\delta=\frac{A'B}{D_W}\approx\frac{Vt}{D}\sin q$$

在 ΔOab 中

$$\mathrm{tg}\delta=\frac{ab}{Ob}=\frac{ab}{l}$$

因 δ 很小,可视 $\mathrm{tg}\delta\approx\sin\delta$。由上两式得

$$ab=\frac{Vtl}{D}\sin q \qquad (7-8)$$

式中 l 是瞄准基线长(即后照准孔至前照准环瞄准孔之间的距离)由瞄具结构决定,54 式 12.7mm 机枪上的 $l=415$mm。

由(7－8)式可知,弹丸飞行时间 t(等于目标由现在点 A 飞至未来点 B 的时间)是 D 的函数,D 值确定后由射表可查得与 D 相应的 t,故提前量 ab 只是现在斜距离 D、航速 V 和 $\sin q$ 的函数。

现在来看 $\sin q$ 的求法。如图 7－31 所示,mp 为目标实际全长,mn 为由观察方向所观察到的目标缩影长度,得

$$\sin q = \frac{mn}{mp} = \frac{\text{目标缩影长}}{\text{目标全长}}$$

我们称 $\sin q$ 为缩影值。为了便于观测此值,将目标全长分为四等分求其缩影值,不同航路角时有不同的缩影值,列入图 7－32 中。

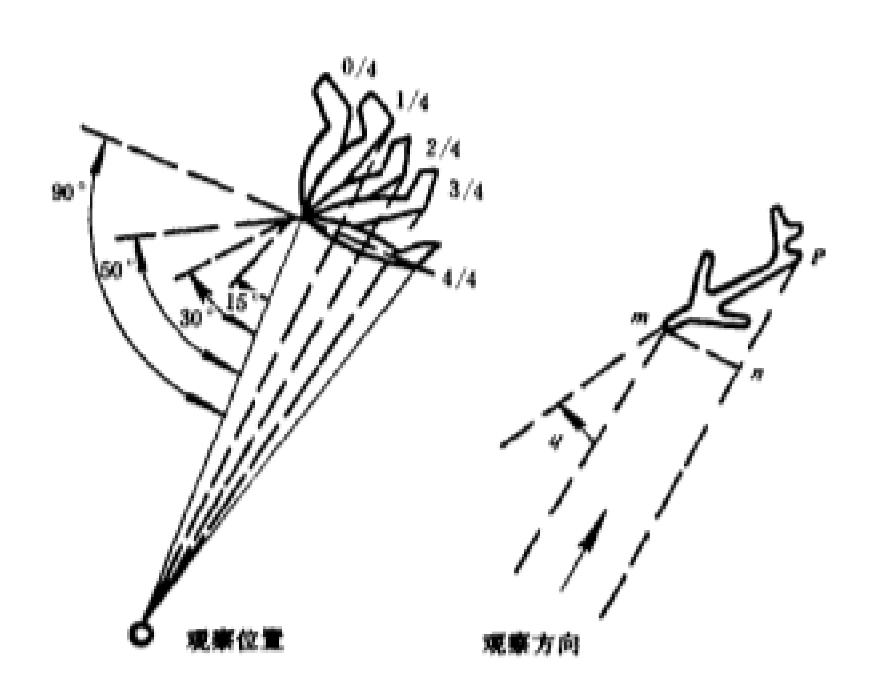


图 7－31 目标缩影与航路角 q 的关系

为了瞄准迅速方便,将目标距离 D、航速 v 和缩影值 $\sin q$ 三个参数编成射击用表,并刻制安装在瞄具上。这三个参数可由观测手测出。瞄准手就可按这三个参数的大小选定前照准环上相应的环孔来瞄准目标。

航路角 q	90°	50°和130°	30°和150°	15°和165°	0°和180°
缩影值 $\sin q$	4/4	3/4	2/4	1/4	0
敌机从正面飞来					
敌机向侧面飞过					

图 7－32 目标缩影值

54 式 12.7mm 高射机枪的射击用表如表 7－6 所示。

表 7－6 54 式 12.7mm 高射机枪射击用表

目标 \ 速度/(m/s)	距离/m					
	1800～1200		1200～600		600～200	
	缩影					
	1/4	2/4	1/4	2/4	1/4	2/4
80	2	3	1	3	1	2
80～130	2	5	2	3	2	3
130～180	3	6	2	5	2	4
180～200	4	7	3	6	3	5
200～220	4	8	3	7	3	6
220～240	4	3	4	8	3	7
240～260	5	10	4	8	4	7

为了使表格简单,表格中无缩影值为 0、3/4、4/4 时相对应的照准孔数字。此时可按下面方法选取照准孔数。

(1) 当缩影值为 0 时,选前照准环中心孔瞄准,即不取提前角。

(2) 缩影值为 3/4 时,应将表中缩影 1/4 和 2/4 的照孔数相加。缩影值为 4/4 时,则照准孔为表中 2/4 的照准孔数的二倍。

(3) 当在表中两处可查到时,应选用大的数值。如目标航速为 180m/s,缩影为 2/4,表中两处可以查到,此时应取 7 而不取 6。

三、其他机枪的缩影环形瞄具

除高射机枪使用缩影环形瞄具外,有些通用机枪和重机枪上也装有这种瞄具,以便对空目标射击时使用。例如,我国 67－1 式 7.62mm 重机枪上就采用这种瞄具,如图 7－33 所示。高射瞄具在使用时装在机匣左侧,平时可以取下单独存放。前照准环为有四个分划环的钢化玻璃板,玻璃板装在支架上。后照准器为一带孔的球形准星。前、后照准器的支架可以折叠。整套瞄具不使用时可拆下放在瞄具盒内。

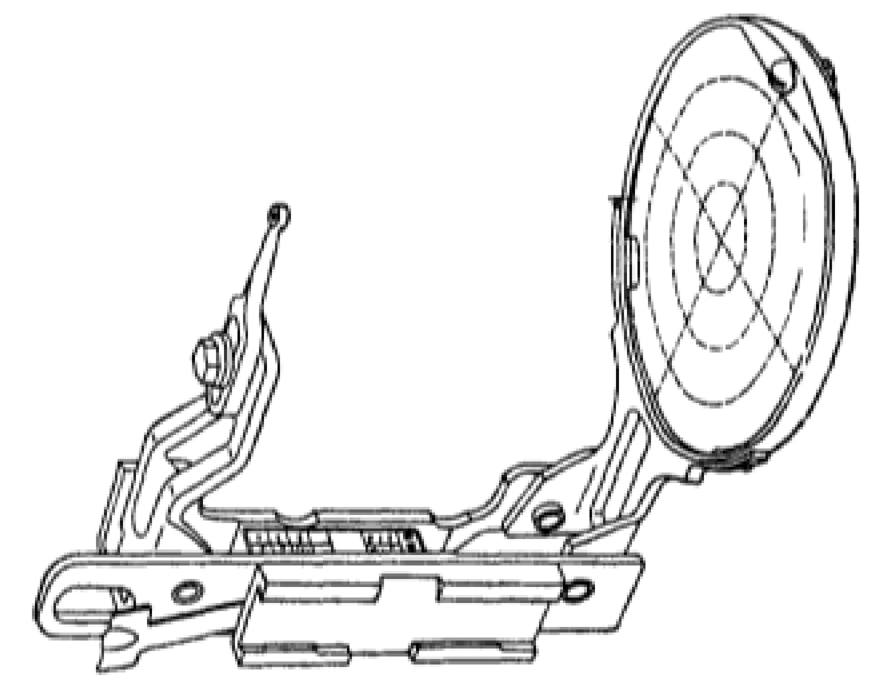


图 7－33　67－1 式机枪高射瞄具

§7.6　光学瞄准装置

7.6.1　光学瞄具的优点、种类和发展趋势

一、光学瞄具的优点

光学瞄具与前已述及的机械瞄具相比,主要有如下优点。

(1) 对目标看得清楚,瞄准精度高。由于光学瞄具对目标有放大作用,能看清和识别远处的目标,并能用瞄具中分划板上的分划线精确地对准目标。在光线能见度差的情况下,也能改善瞄准条件。

(2) 射手能迅速瞄准目标,且眼睛不易疲劳。在 §7.4 中已谈到,对于机械瞄具,射手在瞄准时,必须同时看见照门、准星和目标三个点。由于人的眼睛功能有限,很难同时看见不同距离上的三个点。这样瞄准时,不但目标看得模糊,而且射手的眼睛易于疲劳,而使下次更难瞄准。光学瞄具能使射手通过目镜可以同时看到瞄具分划板的分划与目标的象位于同一焦平面上,因而看得清楚,且眼睛不易疲劳。

(3) 使用光学瞄具,可以大量缩短训练战士瞄准时间,可使其迅速投入战斗。

二、自动武器常用光学瞄具的种类及其特点

1. 望远镜式光学瞄具

常简称这种瞄具为瞄准镜。它具有视放大倍率光学特性,能看清和瞄准人眼不能及的远方目标。一般来说,希望光学瞄具有较大的放大倍率和较广阔的视场。视放大倍率愈大,愈能看

清和瞄准更远处的目标。视场愈大，愈能观察到宽广的景物，特别是能捕捉到运动速度快的目标。但在光学系统设计时，视放大率的大小与视场角的大小是互相制约的。当目镜视场一定时，视放大率过大会减小瞄具物方视场角。对固定目标射击的枪（例如狙击步枪），瞄准镜的视放大率一般在4倍左右；视场角为4°～6°。美国M21狙击步枪瞄准镜的视放大率可变换，为3倍和9倍。重机枪或大口径机枪的光学瞄具不仅是瞄准仪器，而且是观察仪器，其视场角应不小于12°。对运动目标的高射机枪则要求视场角更大。另外，视放大率过大，会产生一些不利影响。例如，当瞄具安装在有振动的枪架上观察时，视放大率愈大，愈感到目标模糊；地面热空气流动也使目标显得模糊。

步机枪在对地面目标射击时，常用望远镜式瞄具作瞄准镜。

2. 准直光学瞄具

这种瞄具的主要特点是视场大（近似于人眼的视场），放大倍率小。它的作用主要是把瞄具上的瞄准分划的象与目标象形成在同一焦平面上。射手可以很快地使瞄准分划与目标重合，从而提高命中率。

高射机枪和小口径高炮对空目标射击常用这种准直光学瞄具。56式14.5mm四联高射机枪的自动向量瞄具只是高射瞄具的机械部分，还必须配用这种准直光学瞄具才能对空中目标精确瞄准射击。另外，这些武器常配有望远镜式的平射瞄准镜，作为对地面目标瞄准之用。

3. 光学缩影环形瞄具

光学缩影环形瞄具的瞄准原理与7.5.2节所述的机械缩影环形瞄具相同。在用机械缩影环形瞄具瞄准目标时，射手的眼睛必须同时看见距离不同的三点，即后照准孔、瞄准环上某一点和目标，这样难于精确瞄准目标。光学缩影环形瞄具的优点在于把瞄准环分划和目标的象置于同一焦平面上，使射手易于精确瞄准目标。

77式12.7mm高射机枪和80式14.5mm高射机枪等都采用了光学缩影环形瞄具。

自动武器用光学瞄具及其光学特性如表7－7所示。

三、自动武器光学瞄具的发展趋势

随着光学技术的发展和战术的需要，在步机枪上装配具有昼夜瞄准性能的白光瞄具（白天用）和夜视瞄具已日趋普遍。目前，不仅在狙击步枪和大口径机枪上普遍装有光学瞄具，而且在战斗步枪和班用机枪上装配光学瞄具的趋势也越来越大。例如80年代奥地利列装的AUG步枪上安装了放大倍率为1.5倍的瞄准镜；1985年英军列装的L85A1步枪采用了放大率为4倍的望远镜式氚光瞄准镜，英皇家兵工厂的SA80步枪上装有放大率为4倍的SUSAT瞄具；以色列加利尔和M16步枪上安装有称之为Falcon的瞄准镜，瞄具重0.36kg，长215mm，高24mm，物镜直径为25mm。

60年代以来，光学瞄具性能有很大的改进，主要表现在：

（1）光学性能进一步提高。如美国新换装的M21狙击步枪装配的Leubold超级M3瞄准镜，其视放大倍率可变换，为3～9；瞄准镜上有一个射击诸元装定凸轮，可测出目标距离，并可自动装定瞄准角；该瞄具质量0.455kg，长324mm，目镜直径34mm，物镜直径46mm；瞄准具座为铝制，质量0.17kg，可手工安装。苏军装配的PS01狙击步枪瞄准镜，放大倍率为4倍，成象质量优良，可探测红外光源。

（2）改进分划照明系统。早期的瞄准镜没有分划照明系统，夜间看不见分划。后来用电池和灯炮照明，夜间可用分划瞄准模糊的目标或发光目标。70年后改用微型电池发光二极管，体

积和重量大大减小，使用寿命大幅度延长。现有的瞄准镜用氚灯照明分划，装上后可使用约10年，不必再提供能源。

表7—7 自动武器常用光学瞄具及其光学性能

武器名称	瞄具类型	用途	目标最大瞄准距离/m	目标最大航速/m/s	瞄准角/°	放大倍率	视场角/°	出瞳直径/mm	出瞳距离/mm	距离分划装定范围/m	分划板放大率	方向分划装定范围/mil	质量/kg
79式7 62狙击步枪	望远镜式瞄准镜	平射	1300			4	6	6	70	100～1300		0～±0—10	0 5
美M21式7 62狙击步枪	望远镜式瞄准镜	平射	900			3～9			76 2～95				
77式12 7高射机枪	光学缩影环形瞄准镜	高射	1200	260	0 35	1	52	3	30		2		1 1
56式14 5四联机枪	准直光学式瞄准镜	高射	2000	300		1	9 33				4	0～±0—10	0 9
56式14 5四联机枪	望远镜式瞄准镜	平射	2000			3 5	4 5	6	72	0～1200		0～±0—10	0 3
58式14 5二联机枪	准直光学式瞄准镜	高射	2000	300		1	9 33				4	0～±0—10	0 9
58式14 5二联机枪	望远镜式瞄准镜	平射	2000			3 5	4 5	6	72	0～1200		0～±0—10	0 3
75式14 5单管机枪	光学缩影环形瞄准镜	高射	2000	278	0 35	1	22				2		2 5
75式14 5单管机枪	望远镜式瞄准镜	平射	2000			3 5	4 5	6	72	0～1200		0～±0—10	0 3
80式14 5单管机枪	光学缩影环形瞄准镜	高射	2000	278	0 35	1	22				2		2 5
80式14 5单管机枪	望远镜式瞄准镜	平射	2000			3 5	4 5	6	72	0～1200		0～±0—10	0 3

(3) 向简易型瞄准镜发展，减小尺寸和重量，降低成本，使其能够普遍用在步枪、冲锋枪，甚至手枪上，以期最终完全取代机械瞄具。例如英国的单点式瞄准镜，只是一个长170mm，质量0.271kg的准直管。英国环形瞄准镜系列中最短的型号LC—14—46，长度仅约50mm。瑞典的Aimpoint瞄准镜，质量0.36kg，长155mm，而MS—1微型瞄准镜，物镜直径只有10mm，质量只有20g。

由于步兵战车的使用，步兵上下车频繁，因而要求枪短而轻。枪短则机械瞄具的瞄准基线必然要缩短，将使瞄准误差增大。这也迫切要求研制出尺寸小，重量轻，而能迅速瞄准的光学瞄具来取代机械瞄具。

(4) 研制具有综合性能的光学瞄具。现代战争夜战增多，白天用瞄具应具有夜视能力。瞄

准镜最好与测距机(例如激光测距机)相结合,以获得更好的射击精度。总体布局应使人一枪一镜之间的相对位置协调,克服射手头部暴露过多,贴腮不稳等问题。

7.6.2 望远镜式瞄准镜

这种瞄准镜装配在步机枪上,主要用于瞄准地面固定目标,常称之为平射瞄准镜。

一、对望远镜式瞄准镜的战术技术要求

1. 放大倍率

放大倍率愈大,能观察和瞄准距离愈远的目标,且瞄准精度愈高。但倍率过高,不利于扩大视场,且当武器射击振动时,分划难于对准目标。一般要根据武器的最大瞄准距离和目标的大小来决定放大倍率。

设武器的最大瞄准距离为 D,目标的横向尺寸为 H,放大倍率为 A,人眼监别角(分辨率)为 60″,则有下列关系式

$$D = 3438H \cdot A \quad (\mathrm{m})$$

设人体横向尺寸 $H=0.3\mathrm{m}$,则

$$D = A \times 10^3 \quad (\mathrm{m})$$

由此式看出,倍率为 4 的瞄准镜,能看清 4000m 的人。一般步机枪用瞄准镜的放大倍率为 1.5～5。

2. 视场

因瞄准镜既要用于瞄准,还要用于观察,故要求目镜结构不复杂的情况下,尽可能增大视场,一般要求视场角在 4°以上。

3. 出射光瞳直径

简称出瞳直径。它的定义是:用一张白纸放于接眼镜处,适当调整与接眼镜(目镜)间的距离,在白纸上就会发现明亮的圆形光圈,该光圈称为出射瞳孔,光圈的直径称为出瞳直径。

出瞳直径的大小应根据出瞳直径与放大倍率的良好匹配、物象的最小亮度、武器摇摆和振动仍能瞄准目标等要求来确定。出瞳直径的大小确定了来自瞄准镜射出的光通量。为了保证物象有足够的亮度,出瞳直径宜大些。当武器射击有振动和摇晃时,出瞳直径亦应大些。

在正常工作条件下,出瞳直径应当等于人眼的瞳孔直径,因为此时人眼恰好接受全部的出射光通量。但人眼瞳孔直径是变化的,白天为 2mm,黄昏为 4～5mm,黑夜为 7～8mm。为考虑上述因素的影响,一般瞄准镜的出瞳直径取 3～6mm。

4. 出瞳距离

出瞳距离就是出射瞳孔平面与接眼镜表面顶点之间的距离。

瞄准时,人眼瞳孔应当与出射瞳孔相重合,因为此时能最大限度地接受出射光通量;同时,这样才能观察整个视场。

出瞳距离不能小于 10mm,否则观察者眼睫毛会碰到目镜。一般观察仪器的出瞳距离为 12～15mm。

考虑戴防毒面具瞄准时,出瞳距离不应小于 20mm。

考虑武器射击有后坐位移时,为避免撞伤眼睛或头部,出瞳距离应根据后坐距离的大小来确定。观察者头部位置与瞄准镜固定位置无法接近时,应根据需要确定出瞳距离。例如 14.5mm 高射机枪平射瞄准镜的出瞳距离为 72mm。

5. 分辨率

光学瞄具分辨率是指瞄具能分辨物体细节的本领，是一项重要的光学性能指标。分辨物体细节的能力愈高，则瞄准与测量的精度也愈高。

6. 在各种恶劣环境下能正常工作的性能

应有良好的防震性。光学零件和机械零件要有足够的强度和刚度，装配结合要牢固可靠，使其在运输和使用过程中经受冲击振动后光学系统不失调；瞄具上应有调整机构，读数和分划都应是可调的。

应有良好的防尘、防潮性，光学系统应严格密封。在战场上受到沙尘污染和雨淋时，要求光学零件表面无水印、湿气和霉雾现象；分划板上不应落有灰尘；光学筒内要干燥，较好的干燥方法是充氮法，以抑制霉菌生长。

要能在高、低温条件下工作。高温时，润滑油脂不应流出，以防沾污光学零件，密封油灰不应软化。低温时，油脂不应冻结而使机构运动不灵活；油灰不应脱落；光学零件不应开胶。

7. 操作和可维修性

瞄具结构应简单，重量轻，体积小，使用方便操作迅速。零件要容易修理、更换和保养。

8. 经济性

目前，除狙击步枪和高射机枪装配光学瞄具外，其它枪械尚少用。主要原因在于光学瞄具价格较高。如何降低成本，使其能在各种枪械上广泛使用，这是研制光学瞄具的重要课题。

二、望远镜式瞄准镜的光学原理

望远光学系统的基本元件是两组透镜，即物镜和目镜。物镜和目镜的焦点相重合，主光轴在同一直线上，如图 7－34 所示。在物镜与目镜之间装有转像透镜，如图 7－36 所示。

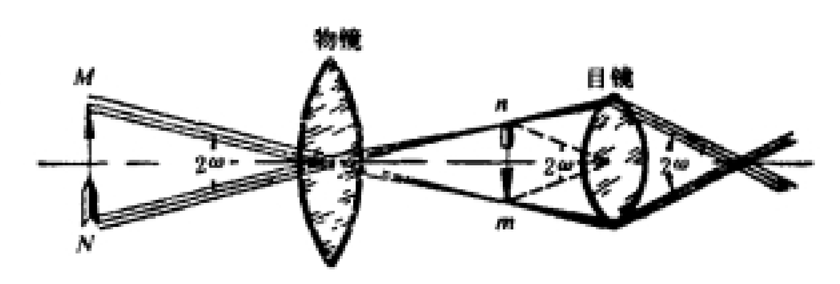


图 7－34　望远光学系统

位于物镜前方相当于无限远处的目标，发出平行光束经物镜射入光学系统，再经目镜放大后以平行光束射出，使目标成像于无限远处。人的眼睛可以通过眼球水晶体的作用，看到物镜前面的像。

由于从目镜射出的光线是平行光束，而人的眼睛在平行光束即使观察瞄准时间很长，也不易疲劳；望远光学系统有放大作用，使射手便于看清远距离目标，有利于提高瞄准精度。这是望远瞄准镜的主要优点。

三、高射机枪用平射瞄准镜的结构和光学系统

几乎所有的 14.5mm 高射机枪都用这种平射瞄准镜。瞄准镜的零位瞄准线平行于枪膛轴线。

该瞄准镜的结构如图 7－35 所示。它由镜筒、光具组、距离装定器、方向校正器、前后护帽等组成。

光具组由物镜、十字分划线、转像透镜、目镜（接眼镜）等组成。物镜、转像透镜、目镜都是用凹透镜与凸透镜迭合的组合镜片，目的都是为了消除像差。为缩短镜筒长度和提高像质，转像透镜由两个组合镜片组成。

目标的光线经物镜后，上、下左右都改变 180°，在物镜和第一转像镜的焦面（十字分划线

也放在此处)上形成一倒立缩小实像,经转像透镜,在第二转像透镜与目镜之间的焦面上形成正立实像,再经目镜放大,则可看到放大的目标实像。瞄准镜的光学性能参见表 7-7。

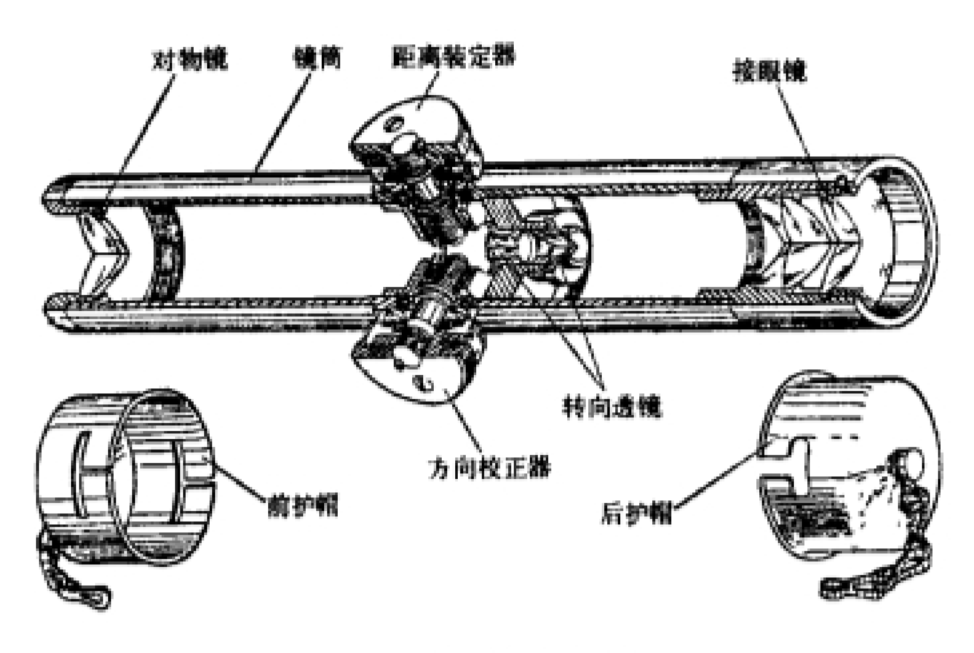


图 7-35 平射瞄准镜结构

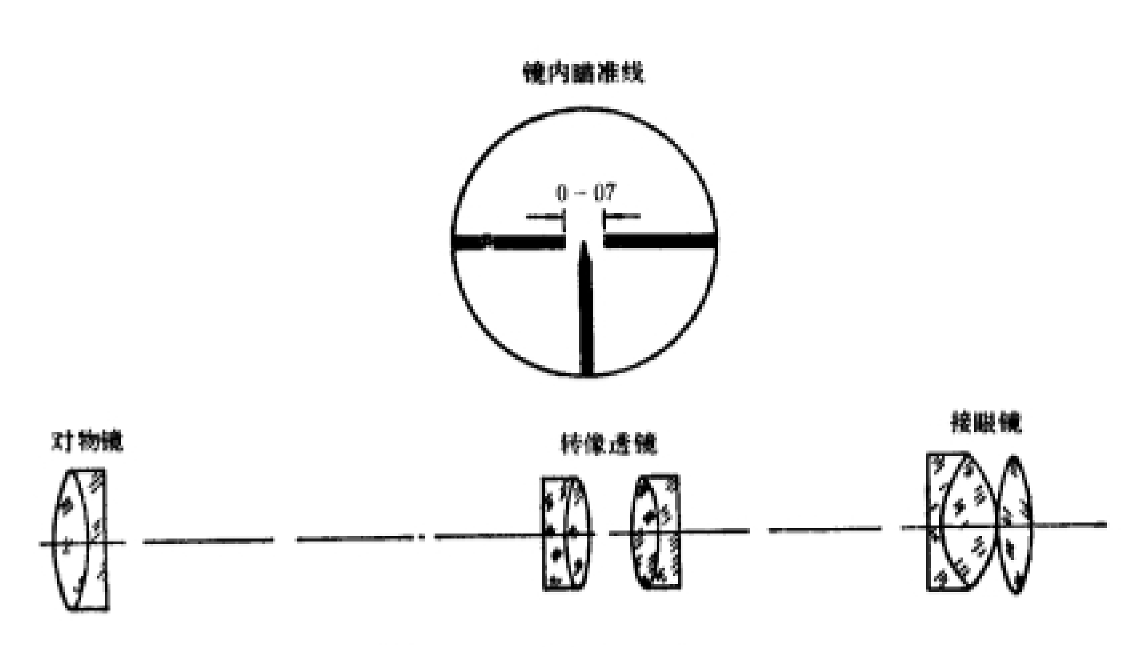


图 7-36 平射瞄准镜的光学系统

距离装定器用以装定对地(水)面目标的射击距离,使瞄准镜光轴相对枪膛轴线下俯与瞄准角相等的俯角,以命中目标。它由转轮、距离分划环、螺杆、滑板等主要零件组成。转动转轮时,螺杆带动滑板,滑板带动十字线框上下移动,改变光轴俯角,装出相应于射击距离的瞄准角。距离转轮的分划环上有 20 个分划,每分划代表 100m。

方向修正器用以修正方向偏差和对地面运动目标射击时装定提前角。方向修正器的结构与距离装定器的结构完全相同,使十字线框左右移动来改变光轴夹角。方向转轮上的分划以 mil 计算,左右各 0～10mil。

距离分划环和方向分划环均被转轮压住,松开转轮的固定螺钉即可转动分划环,规正平射瞄准镜的零位。

80 式 14.5mm 单管高射机枪上的平射瞄准镜包括上平射瞄准镜和下平射瞄准镜,上下平射瞄准镜的结构与上述完全相同。后来对距离分划作了改进,距离分划手轮上刻有“1”、“2”、

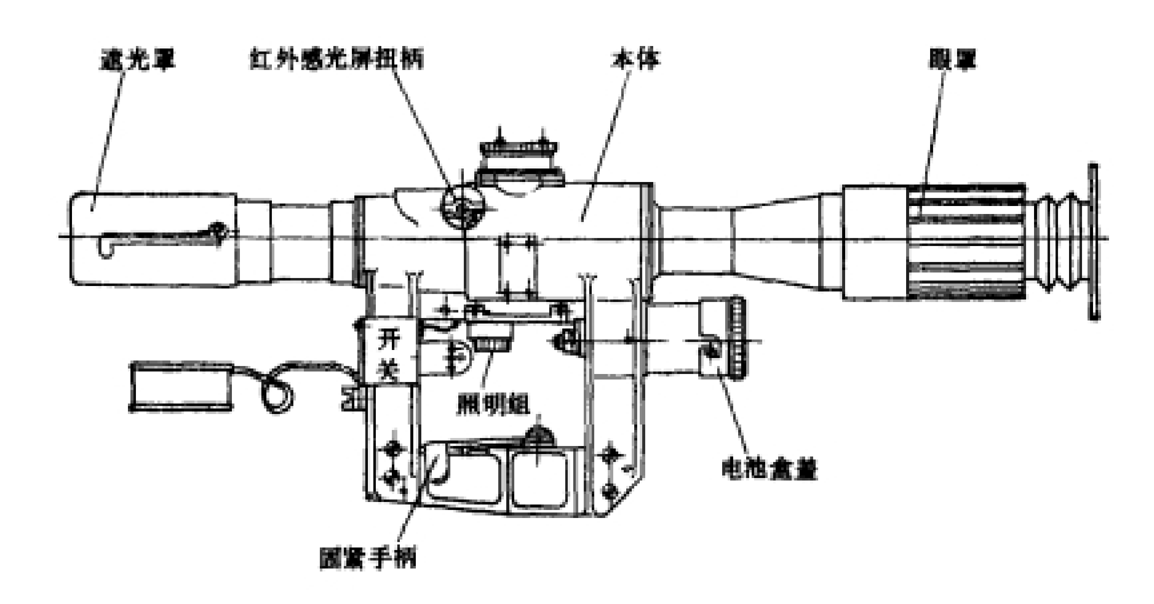
“3”三个刻度值，分别与射距为 100m、200m、300m 相对应。

四、狙击步枪用瞄准镜的结构和光学系统

狙击步枪常配装两套瞄具，一是简易机械瞄具，另一是光学瞄准镜。

现以 79 式 7 62mm 狙击步枪的瞄准镜为例，说明瞄准镜的结构和光学系统。该瞄准镜由联接装置、调节手轮、照明、红外线感光屏、光学系统、眼罩、遮光罩和防尘罩等组成，如图 7—37 所示。

因为狙击步枪用光学瞄准镜主要是能对较远距离目标进行精确瞄准，以提高射击情度，故要求瞄准镜有适当的放大倍率；又因为瞄具直接装在枪上，要防止因瞄准镜后坐而碰伤射手眼睛，故要求有可伸缩的眼罩，出瞳距离也应大一些。



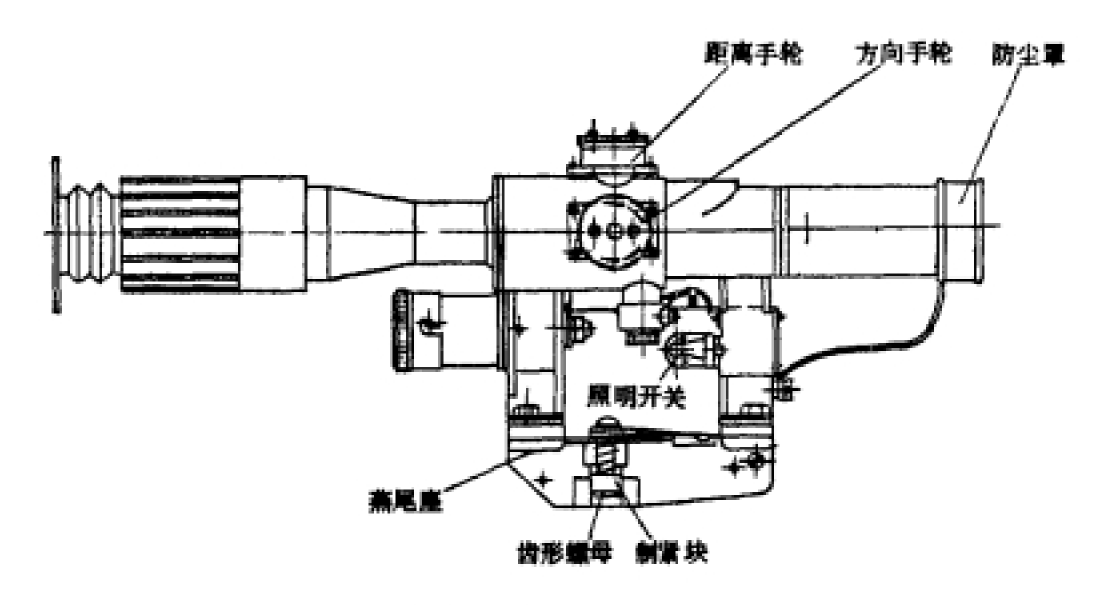


图 7—37 狙击步枪瞄准镜

1. 瞄准镜的光学性能

放大倍率	4 倍
视场	6°
出瞳直径	6mm
出瞳距离	70mm

2. 与机匣联接

瞄准镜下方的燕尾槽与机匣左侧的燕尾凸笋相配合，板动固紧手柄，制紧块向上运动，使瞄准镜与机匣紧固，紧固后瞄准镜与枪身不能有相对松动。

3. 贴腮垫

装上瞄准镜后的瞄准基线比机械瞄具的瞄准基线高 26mm，因此在枪托柄上方附加一个贴腮垫，与瞄准镜配套使用，以适应瞄准时贴腮的需要。

4. 距离装定器

距离装定手轮位于瞄准镜的上方，便于用来装定各射击距离所需的瞄准角。距离手轮分划圈上有“0”～“10”共十个分划，用来装定 1000m 以内的射距，每一分划为 100m，从“4”开始每个分划的中间位置还有一个短分划，用来装定 450、550、…950m 的距离

5. 方向修正器

方向调节手轮位于瞄准镜右侧，便于用来对弹着点的方向修正。方向手轮分划圈上从“0”开始，左右各有十个分划，每一分划为 1mil。每一分划之间有一短分划，为半个 mil。

6. 分划板

目标经光学系统成像于分划板上，射手可根据分划板上的相应分划瞄准目标。分划板上的分划如图 7－38 所示。

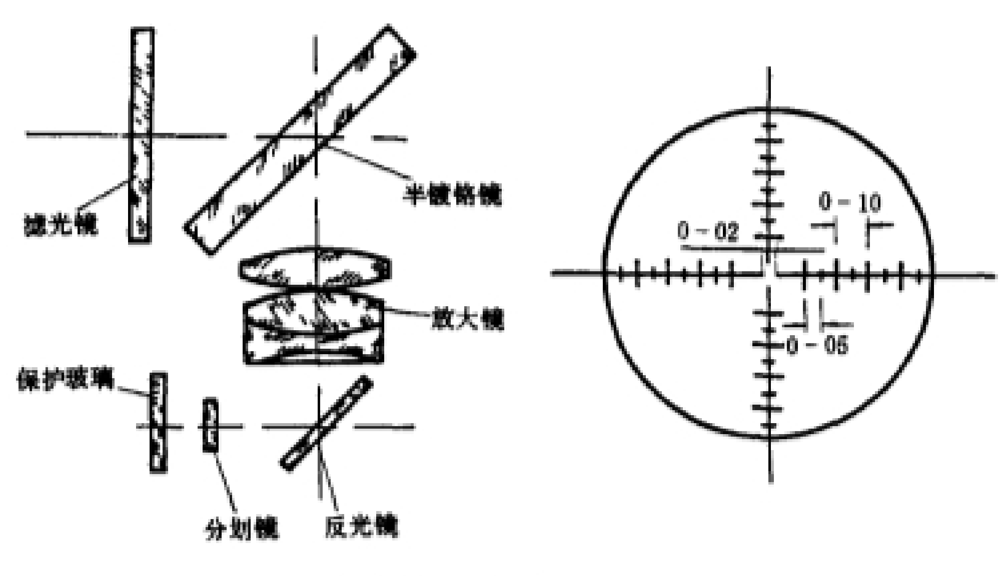


图 7－38　分划板

在垂直方向上有四个“∧”形符号，用来对不同距离进行瞄准。最上方的“∧”形尖端用来瞄准射距在 1000m 以内的目标，当距离手轮置于分划“10”上，利用第二、第三、第四个“∧”形尖端便可对在 1100m、1200m、1300m 射距上的目标进行瞄准。故本瞄准镜的最大瞄准射程为 1300m。

水平线上从中间开始，左右各有十个刻度，每一刻度的角值为 1mil。

在分划板的左下方有一测距曲线，可以对 1.7m 高的目标进行粗略测距。测距的原理主要依据密位与距离的关系式

$$D = \frac{h}{\varepsilon} \times 1000$$

式中　D——目标的距离(m)；

h——目标的高度(或宽度)(m)；

ε——所测目标的密位数。

此处的 h 已定为 1.7m(相当于一个人高)，只要测得目标所在位置的密位数，则可求得目标在该位置的距离，由射表可查得相应的瞄准角。为了瞄准迅速方便，在分划板上直接刻制成距离与分划的关系曲线。

7. 照明装置

在镜座上配置有电池盒及照明系统，装上电池(一节四号电池)并打开电源开关，便可照明分划板，以便在夜间对可见目标进行瞄准射击。

8. 红外线感光屏

其作用是在夜间可以发现红外光源。使用时将位于瞄准镜左侧的扭柄转向垂直位置，平时应将扭柄转向水平位置，以免影响正常瞄准。

7.6.3 准直式高射瞄准镜

准直式瞄准镜对目标没有放大作用，相当于人眼直接看见目标。但对分划板上的分划有放大作用。它的视场较大，能对空中运动目标进行跟踪瞄准射击。口径 14.5mm 各类机枪都用这种瞄具作为高射瞄准。

它由本体、护罩、光具组、方向校正器、高低校正器和照明具等组成，如图 7－39 所示。

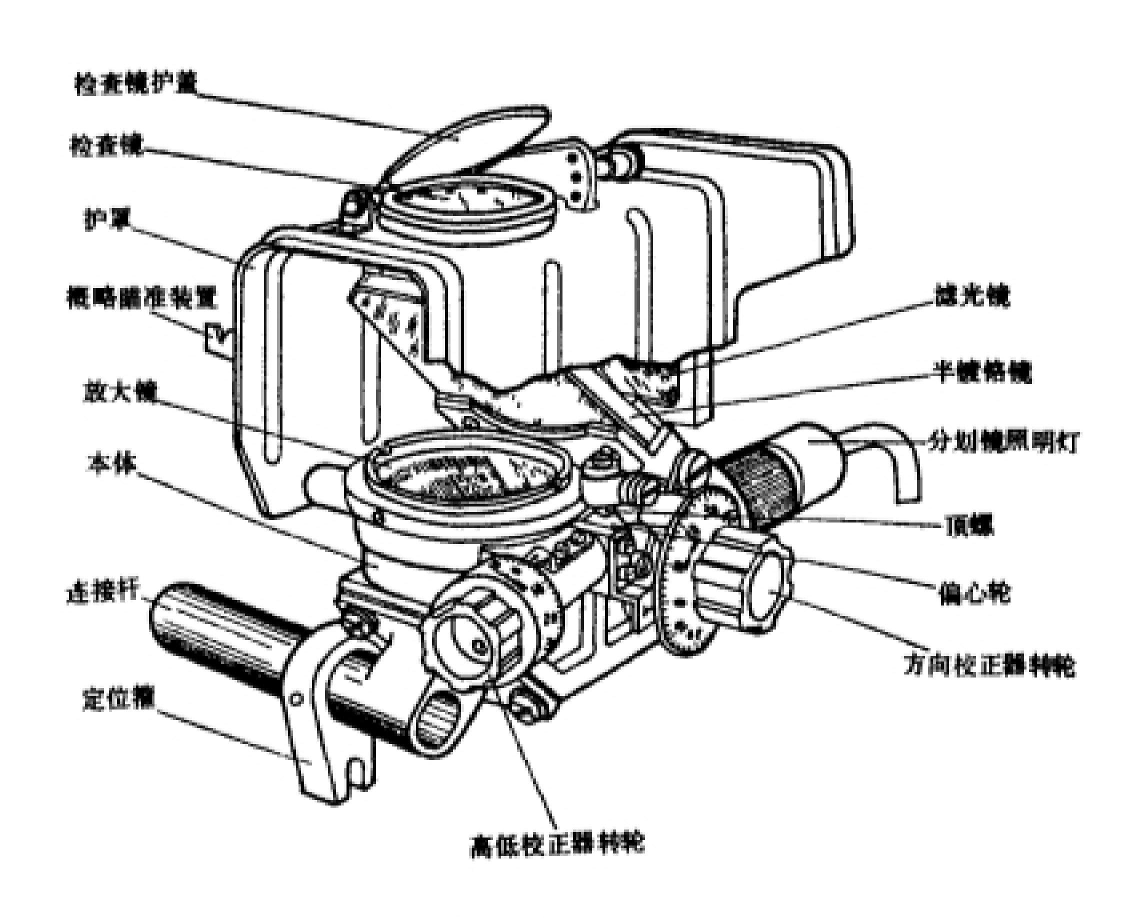


图 7－39　准直式瞄准镜

一、准直式瞄准镜光学系统

光学系统(光具组)由保护玻璃、分划镜、反光镜、放大镜、半镀铬平面镜、滤光镜组成，如图 7－40(a)所示。分划镜为一块平凹透镜，在凹面镀有铬层(或银层)，在铬层上刻有十字分划线，中央断开部分高低及方向均为 0-02，每一小格为 0-05，大格为 0-10。由于分划是在铬层上刻制的，所以经过透射光观察时，分划显得很亮。为了消除像差，放大镜由两个凸透镜和一个凹透镜迭合而成。

分划镜的刻线面位于放大镜的焦面上。外界光线通过分划镜后，经反光镜反射到放大镜上，把分划放大，再经与光轴成45°的半镀铬平面镜反射到瞄准手眼里；同时目标也经半镀铬镜射入瞄准手眼里，这样瞄准手就可用十字分划线去瞄准目标。由于瞄准手眼里接受的都是来自无限远处的平行光线，故眼睛不易感到疲劳，且对眼睛位置误差的敏感性小，眼睛无论沿瞄准线方向两侧有不太大的偏移，不会对瞄准精度有较大的影响，这一特性对武器跳动状态下进行跟踪瞄准很有利。

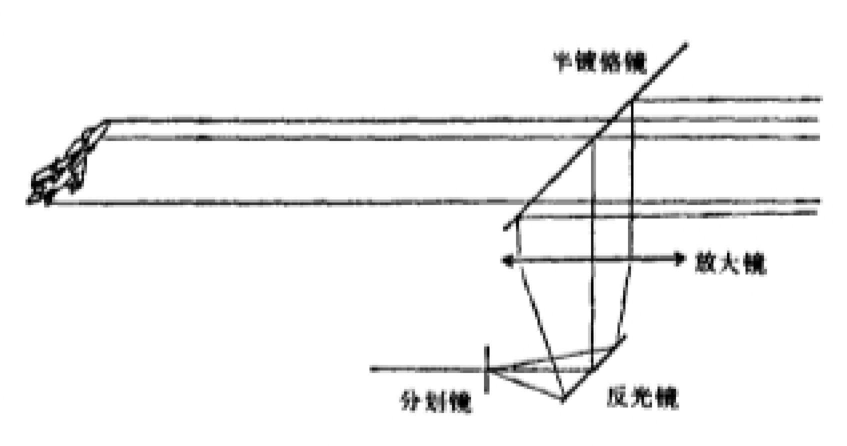


图7－40 准直式光学系统

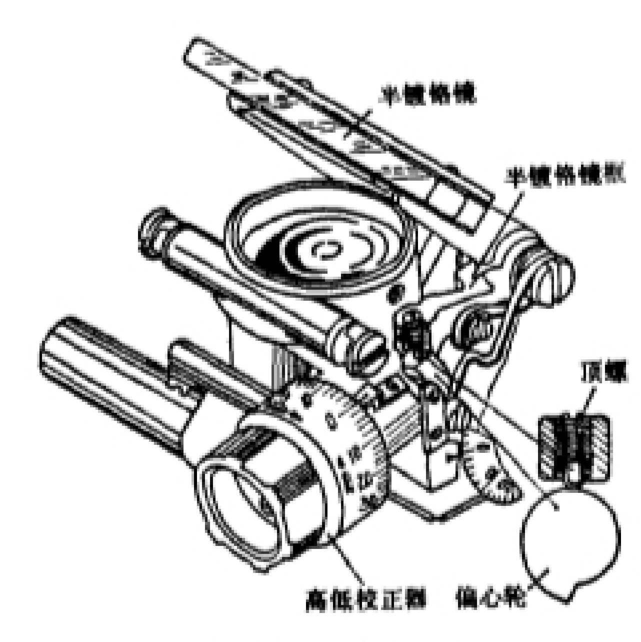


图7－41 高低校正器

为了保证在强烈阳光下看清分划和观察目标，在半镀铬镜的前面装有可折合的滤光镜。

为了保护光学系统和防止侧方光线对瞄准的影响，在镜的上方盖有金属罩。其左侧有概略瞄准装置。其上方有一检查镜，用以检查射手的瞄准。

二、高低校正器

用来改变半镀铬平面镜的倾斜角，达到修正射弹的高低偏差。由转轮、分划环、指标、带偏心轮的校正器轴、顶螺、半镀铬镜框、弹簧等组成，如图7－41所示。

高低校正器轴前端有偏心轮，后端套有分划环，后端面上用螺钉固定有卡压着分划环的转轮。顶螺安装在半镀铬镜框上，在弹簧作用下始终压在偏心轮上。转动转轮，由于偏心轮的作用，迫使顶螺带动半镀铬镜框转动，改变该镜的倾斜角，分划镜反映出来的高低分划即可上下移动，进行高低校正。

三、方向校正器

用以使分划镜左右移动，达到修正实际平均弹道相对于目标所产生的方向偏差。由转轮、分划镜、指标、校正螺杆、带螺套的分划镜框等组成，如图7－42所示。

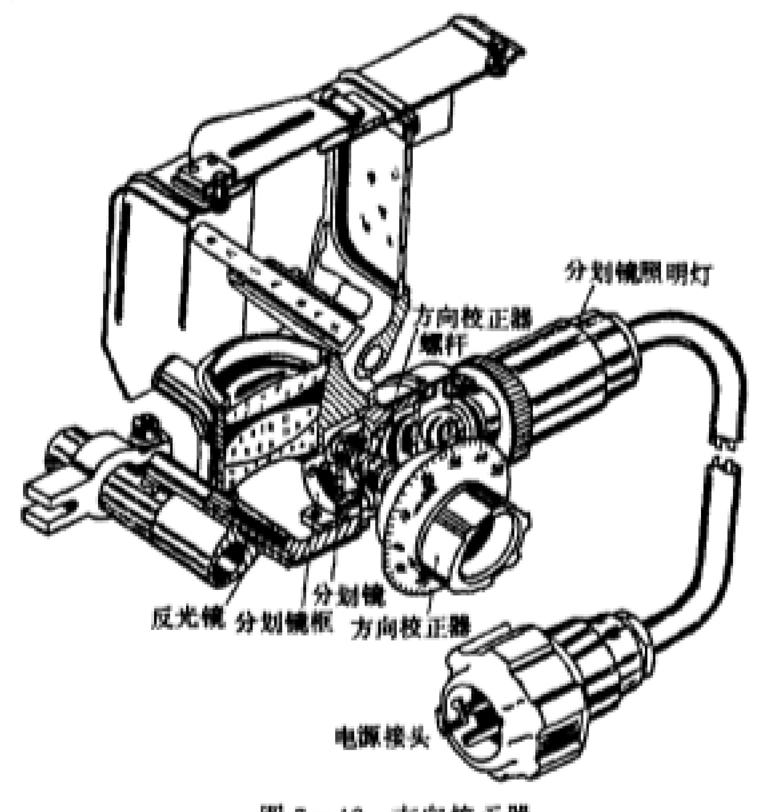


图7－42 方向校正器

校正螺杆与分划镜框上的螺套结合，其上装有分划镜及转轮。转动转轮，即校正螺杆转动，螺杆迫使带螺套的分划镜框左右移动，改变了瞄准线在方向上的位置，从而在方向上修正了瞄准线。

四、照明具

准直式瞄准镜可与自动向量瞄具配套使用。照明具用以在阴天、夜间和背着太阳瞄准时，照亮瞄准镜的分划镜，以及夜间射击时照亮自动向量瞄具上的航路头和分划盘上的分划。由电池、配电盒、分划镜照明灯组成。电池可用蓄电池或其他电池，要考虑冬夏都能使用。配电盒上有两个插座，分别与分划镜照明灯和手灯连接。分划镜照明灯用于照明分划镜上的分划；手灯用于照明航路头和分划盘上的分划。还应有开关变阻器，用来开关分划镜照明灯并调节其明暗，便于射手瞄准。

7.6.4 光学缩影环形瞄准镜

光学缩影环形瞄具的瞄准原理与 7.5.2 节讲的机械缩影环形瞄准相同，主要用于对空目标瞄准。

一、光学系统

光学缩影环形瞄具的光学系统与准直式光学瞄具基本相同，只是分划镜上的分划不是通常的十字分划，而是直径大小不同的圆环，如图 7－43 所示。分划镜位于物镜（放大镜）的焦面上，外界光线透过分划镜上的圆环分划经物镜放大，再经半反射镜反射到瞄准手的眼里，使得瞄准手看起来好象有一真实的前照准环位于枪膛轴线的垂直面上。由于眼睛接受来自目标和圆环分划的光线都是平行光线，故可方便地用所需的圆环对准目标。与 7.5.2 节的机械缩影环形瞄具相比，眼睛不易感到疲劳和模糊。

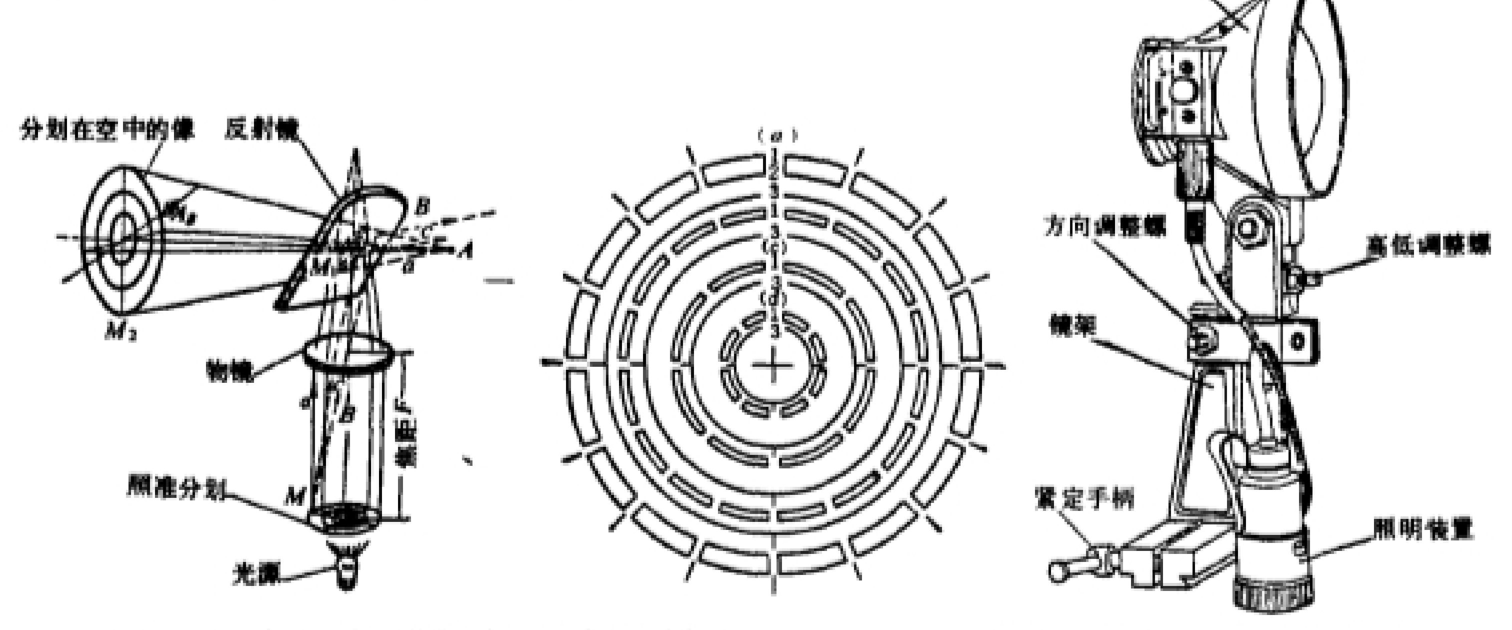


图 7－43　光学缩影环形瞄具的光学系统和分划环　　　图 7－44　简单光学缩影环形瞄具

光学缩影环形瞄具提前角的构成和计算方法与 7.5.2 节所述的相同，即根据目标距离、航速以及航向角有关的目标缩影值来确定分划环半径的大小。此处不再重复。

二、77 式 12.7mm 机枪光学缩影环形瞄具

这种瞄具称简易光学缩影环形瞄具。由镜头、镜架、照明装置等组成，如图 7－44 所示。

将镜架下方的 V 形凸起插入机匣的 V 形槽内，旋紧紧定螺钉，可将瞄具固定在枪身的机匣上。调节高低、方向调整螺，可改变零位瞄准线的高低和方向。

瞄具的光学性能见表 7－7。

瞄具的分划环如图 7－43 所示。分划环分 a、b、c、d 四组，每组三个环。分划环 a_1、a_2、a_3 是根据平均射距 1200m，航速分别为 260m/s、230m/s、200m/s，缩影值为 4/4 时命中目标所需的

表 7—8　77式 12.7mm 机枪高射瞄准镜射击用表

航速/(m/s)	缩影			
	4/4	3/4	2/4	1/4
	光环			
	代　号	代　号	代　号	代　号
260	a_1	b_1	c_1	d_1
230	a_2	b_2	c_2	d_2
200	a_3	b_3	c_3	d_3
180	b_1	c_1	d_1	
160	b_2	c_2	d_2	
140	b_3	c_3	d_3	

注：此表是在距离 1200m，瞄准基线为 32 264mm 条件下制定的。

提前量刻制的。然后将 a_1、a_2、a_3 分别缩小到原值的 3/4、2/4、1/4，刻制 b_1、b_2、b_3，c_1、c_2、c_3，d_1、d_2、d_3、等 9 个分划环。这 9 个分划环分别构成对于航速分别为 260m/s、230m/s、200m/s，缩影值分别为 3/4、2/4、1/4 时，命中目标所需的提前量。

目标缩影值的确定方法参照图 7—32。

根据目标航速和缩影值与各分划环的关系制成射击用表，如表 7—8。将此表置于枪上易于观察的位置。射手则可根据需要来选取所需的分划环，以构成提前角。

三、80 式 14.5mm 机枪光学缩影环形瞄具

本光学缩影环形瞄准镜固定在瞄具架的摆臂卡箍上，而平射瞄准镜固定在高射瞄准镜的镜体上。平射与高射瞄准镜结合在一起，使结构紧凑，瞄准方便。

瞄具架的结构是平行四边形四连杆结构。它由支撑梁、摆梁、摇臂、摆臂、瞄准具卡箍等组成，如图 7—45 所示。

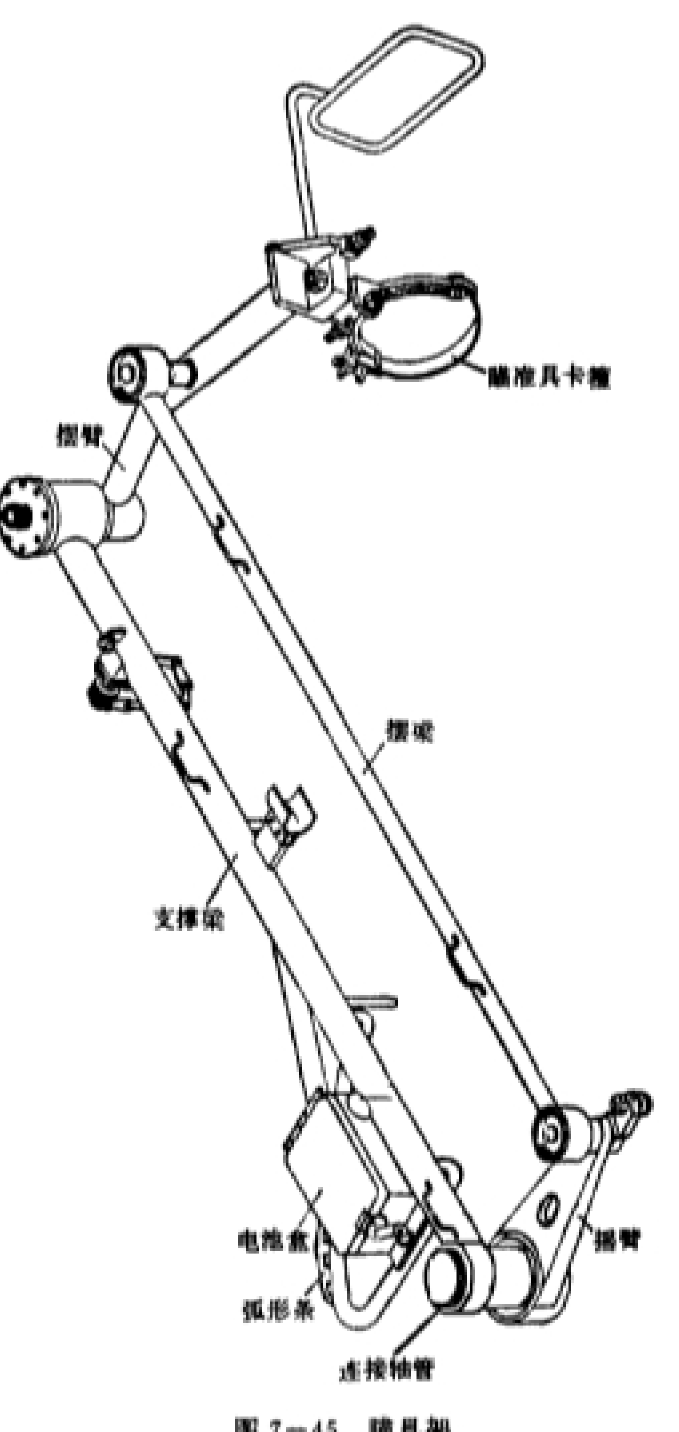


图 7—45　瞄具架

支撑梁固定在托架上，摇臂与摇架构成一体。摇架俯仰，摇臂随之转动，摆臂绕其回转轴与摇臂平行转动，装在摆臂卡箍上的瞄准镜的零位瞄准线始终保持与枪膛轴线平行。调节弧形条（与支撑梁固结）在托架上固定的位置，则可改变零位瞄准线在射角为零的高低位置，以

适应不同身高的射手。

支撑梁上装有电池盒、照明变阻器和照明灯插座，供瞄准镜夜间瞄准时用。

瞄具的外形和光学系统如图 7－46 所示。光学系统由三个分划镜“1”、“2”、“3”，反射镜，物镜和半反射镜组成。分划镜置于物镜的焦面上。

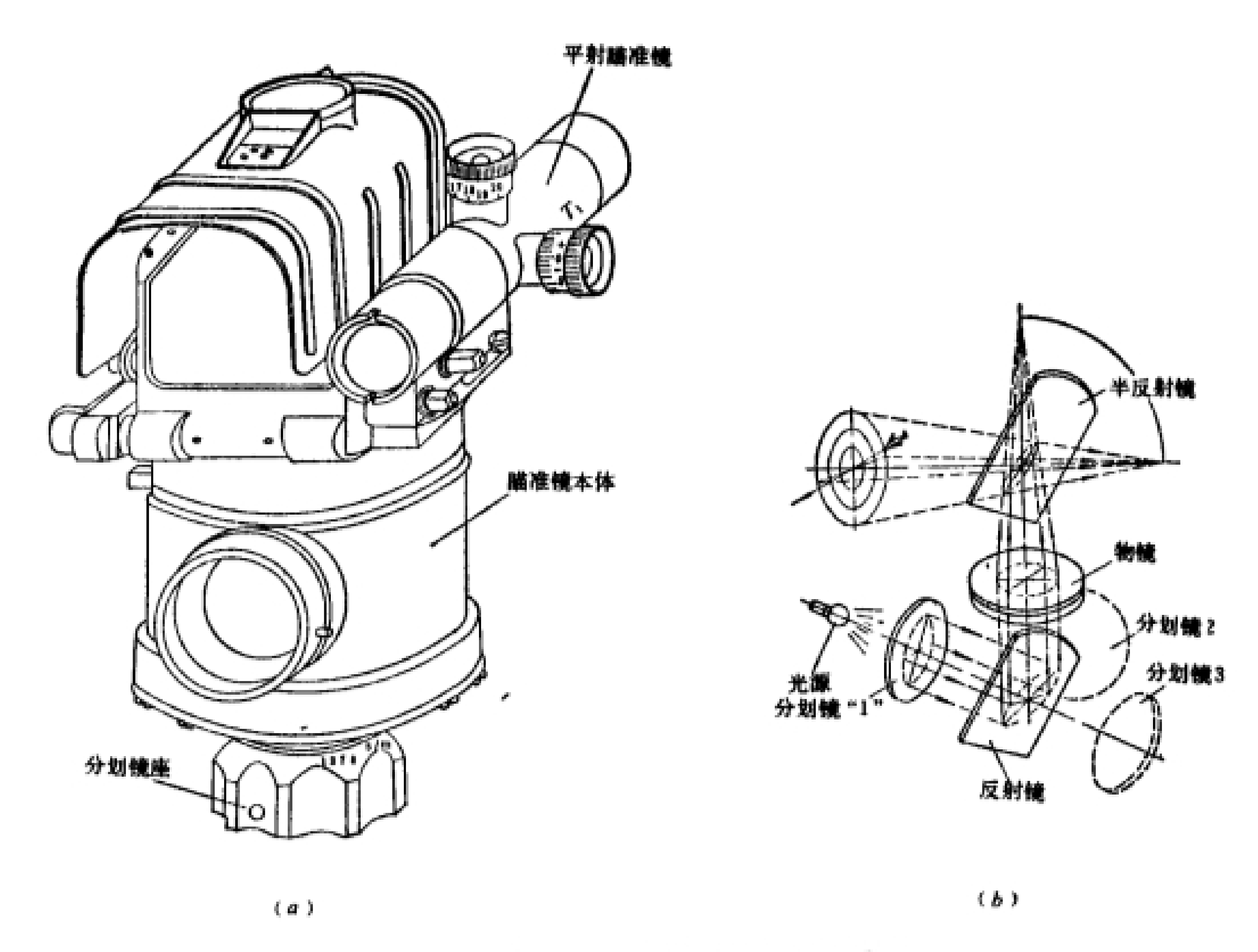


图 7－46　80 式 14 5mm 机枪用光学缩影环形瞄具

(a)瞄具结构外形；(b)瞄具光路图

三个分划镜分别与同一现在斜距离 1000m，不同的航速相对应。每个分划镜上的分划环与同一航速，不同的目标缩影值相对应。分划镜“1”对应于目标航速 111m/s，其上刻有四个环，最外边的一个环“4”与缩影值 4/4 相对应，其余由外向内的三个环“3”、“2”、“1”分别与缩影值 3/4、2/4、1/4 相对应。分划镜“2”对应于目标航速 194m/s，其上由外而内的三个环“3”、“2”、“1”与缩影值 3/4、2/4、1/4 相对应。分划镜“3”对应目标航速 278m/s，其上由外而内的 2 个环“2”、“1”分别与缩影值 2/4、1/4 相对应。转动分划镜座，将与目标航速 111m/s、194m/s、278m/s 相对应的分划镜置于物镜的焦面上。

根据目标距离、航速和缩影值编制射击用表，如表 7－9。瞄准手首先根据目标航速，转动分划镜座，转动到该航速值对准镜体上的指标；然后根据目标现在斜距离和缩影值，选定所需的分划环进行瞄准，这样就构成了命中目标的提前角。

该瞄具的光学性能诸元参见表 7－7。

75 式和 75－1 式 14.5mm 单管高射机枪都采用这种瞄具。

表 7—9　80式14 5mm机枪高射射击用表

目标现在斜距离/m	目标航速/(m/s)								
	111				194			278	
	缩影								
	1/4	2/4	3/4	4/4	1/4	2/4	3/4	1/4	2/4
>200 ~1000	111 1	111 2	111 3	111 4	194 1	194 2	194 3	278 1	278 2
>1000 ~1400	111 1	194 1	194 2	194 3	194 1	111 4	/	278 1	/
>1400 ~1800	111 1	111 3	111 4	194 3	194 1	194 3	/	194 2	/

注：射击用表中111、194、278表示所选择的分划镜，下面的数字1、2、3、4表示选用的分划环，数字由小到大，相应的分划环由内到外。

§7.7　微光和热成像夜视瞄具

7.7.1　夜视瞄具的种类和发展

一、夜视瞄具在现代战争中的重要作用

随着光电技术的发展，红外技术、微光技术和热成像技术已用于夜视瞄具。交战双方，若一方配备有先进的夜视瞄具，使黑夜变得对已方"单向透明"，能在夜间如同白天一样瞄准射击，则取胜机会必然多；若另一方无夜视瞄具，在夜战中如同盲人一样，则会失去抵抗能力，处于被动挨打地位。1980年以来的几次局部战争，几乎都是掌握有先进夜视仪器的一方在夜间开始发动的。这些足以说明夜视仪器在现代战争中的重要作用。

二、夜视瞄具的种类及其发展过程

1. 嵌装发光剂的夜视瞄具

最简单的夜视瞄具就是在机械瞄具的准星和照门上分别装嵌不同颜色(红、绿)的长效发光元件，在夜间能保持一定的亮度，足以区别准星和照门。

64式7.62mm微声冲锋枪和67-1式及67-2式7.62mm重机枪上就装有这种瞄具，参见图7—17。

发光剂由萤光体(ZnS—Cu；ZnS；CaS—Cu)与放射性同位素钷(Pm)及高分子材料聚合而成。它是靠放射性同位素激发萤光体而永久发光的。

这种瞄具只能对夜间可见目标进行瞄准射击。

2. 主动红外夜视瞄具

光电技术的发展，为夜视技术的发展奠定了基础。人们研究了光学图像与电子图像的转换原理。该原理是：将光学图像投射到置于高真空中的光敏层——光电阴极上，光电阴极根据光电效应原理发射出电子，从而实现了光学图像到电子图像的转换；在电子光学系统作用下将电子成像并加速，以轰击涂有磷光物质的屏使其发光，实现了电子图像到光学图像的转换。1929年研制出第一个红外变像管，主动红外夜视仪就此问世。

40年代美国为狙击步枪研制了主动红外瞄准镜。至50年代，美、苏研制了若干型号主动红外瞄准镜，装于步枪和机枪上。

所谓主动式，即仪器自身配带光源，照射目标。如图7—47所示，主动红外夜视仪必须用红外探照灯照射目标，由仪器上的红外变像管接受目标反射回来的红外图像转换成可见光图像，实现人眼可见的目标图像。但如果对方也有类似的仪器时，红外探照灯的主动照射却成了自我暴露目标，这是最大缺点；另外红外探照灯消耗的电流达几安培，需蓄电池供电，因而瞄准仪器体积和重量较大，现已少采用。

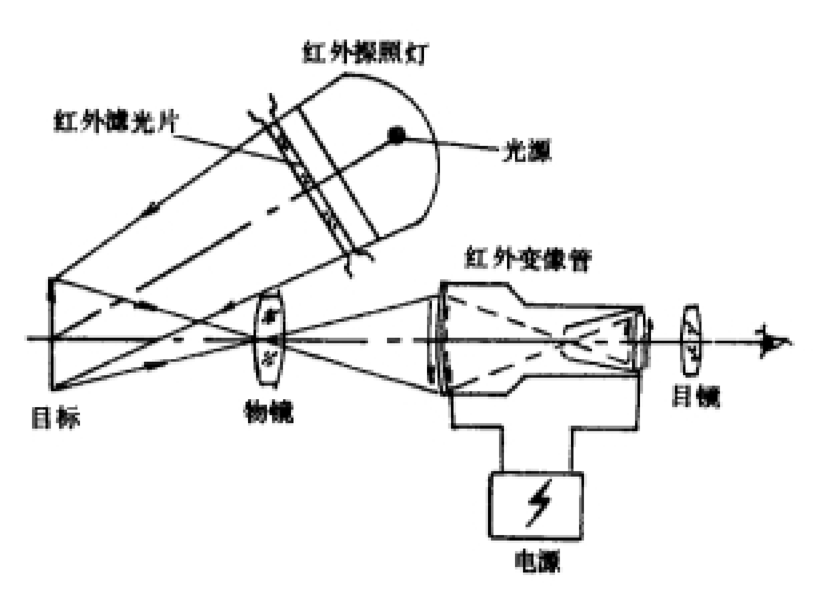


图7—47 主动红外夜视仪原理图

3. 微光夜视瞄具

由于主动红外夜视瞄具存在自我暴露的最大缺点，从50年代开始研究被动夜视瞄具，即微光夜视瞄具。

研究夜间自然条件，发现夜间仍有多种自然光辐射，如月光、星光、大气辉光和经大气反射折射的城市灯光等。直接利用这些微光，把接收到的微光图像通过一种像增强器（简称微光管），将其增强几千倍，甚至几万倍，就能实现微光下的被动观察和瞄准。

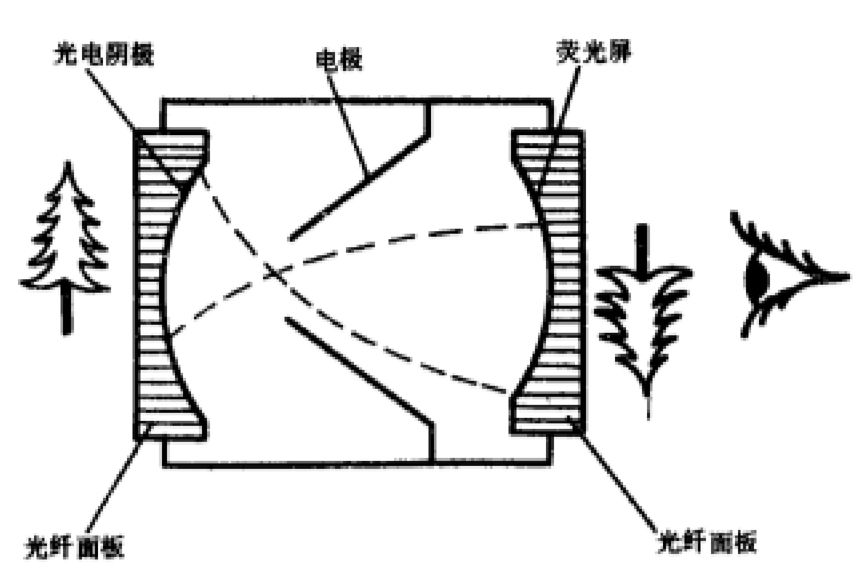


图7—48 单级倒像式像增强器示意图

1955年萨默（Sommer）发明了高灵敏度、低暗发射和宽响应的锑钾钠铯多碱光电阴极，为微光夜视技术的发展提供了条件。用这种光电阴极制成的像增强器，如图7—48所示，可获得几十倍到几百倍的光增益。但使用这种单级像增强器在夜间还不能满意地观察，需多极串联或级联起来，使亮度增大后，才能得到满意的观察效果。50年代发展起来的纤维光学，使多对接（耦合）技术重要进展。1958年研制成功一种由大量光导纤维组成的光导纤维面板具有良好的传像性能，利用它作为单级像增强器的输入及输出窗，然后把几个单级像增强器耦合起来，就构成多级级联像增强器。1962年美国制成的PIP—1型三级级联像增强器，其光增益可达万倍数量级，这就是所谓第一代像增强器，如图7—49所示。随之就制造出了第一代微光夜视仪AN/PVS—2星光仪。1965～1967年间就用于越南战场。

1970年美国把微通道板引入单级像增强器，这样，仅一只单级微通道板像增强器就可以获得数万倍的增益。这就是所谓第二代像增强器。与第一代相比，第二代具有体积小，防强光性能好等优点。

70年代末，首先是美国于1979年研制出采用负电子亲和势光电阴级（用Ⅲ—Ⅴ族元素制

作）的像增强器，即第三代像增强器。这种像增强器有很高的灵敏度和小暗电流（噪声），光谱响应在近红外区延伸到 1.06μm（红外波长范围为 0.78～1000μm，可见光波长范围为 0.38～0.78μm，0.78～1μm 称近红外区），与夜天光光谱匹配很好，使其性能大大优于前两代像增强器。

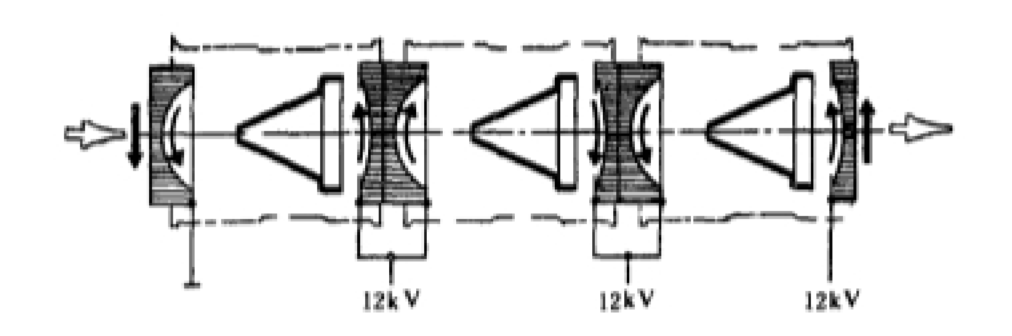


图 7－49　第一代增强器结构示意图

利用第一、二、三代像增强器制成的夜视仪相应地被称为第一、二、三代微光夜视仪。目前在国外实现了组件化，多型号，批生产并大量装备部队。

世界各国研制用于轻武器的第二代微光瞄准镜，型号多达数十种。这些瞄准镜中，用于多人操作的大口径机枪的，质量约 3kg，星光下对人的发现距离约 800m；用于单人武器的，质量为 1～1.5kg，星光下对人的发现距离为 400～600m。法国的 OB－50，挪威的 KN200，英国的 EEVLıon 和 Lasergage 等单兵武器瞄准镜，既能使用第二代像增强器，又可使用第三代像增强器。目前第三代微光瞄准镜价格较高，外军装备还较少。

我国自制的一代微光夜视仪已接近或达到国际水平，已有多种型号装备到部队。二代微光夜视仪，也已经开始型号的研制。

微光夜视仪能在微光下被动工作，不需人工辐射，不易被对方发现，这是最大优点。但也有些缺点：一是光的“微弱”程度十分明显地影响微光夜视仪的观察识别距离。在月圆晴朗的夜间，仪器的作用距离较远。若是阴云烟雾密布，连星星都看不见的黑夜，作用距离就大大地缩短，甚至不起作用了。另一个缺点是，微光夜视仪只能在微光条件下工作，不能受白天强光的“刺激”，否则易烧坏仪器。

4．热成像瞄具

从本世纪 50 年代起，红外热成像技术的发展为军用夜视仪器开辟一条新的途径。红外热成像仪与主动红外和微光夜视仪有显著差别。

在自然界中，凡是自身温度在绝对零度以上的物体都会产生热辐射（红外辐射），温度不同，红外的发射率也不同。由于目标及其背景各部分的温度不同，因而红外辐射分布不同。所谓热成像，就是基于摄取由于目标及其背景各部分之间存在温差而形成的红外辐射分布图像，并将其转变为人眼能觉察得到的可见光图像。例如，通常的自然景物、军事设施、飞机及其发动机、坦克及其发动机和人体等，这些辐射源与背景的辐射都有较大的差别，均可通过热成像系统将其探测和识别。

目前的热成像仪可辨别的景物温差（温度分辨率）约为 0.005℃，可辨别的最小景物单元（空间分辨率）约为 0.06mrad。

一般的红外搜索跟踪系统要获取目标的方位信息，并对目标进行跟踪，通常情况下是将目标当作点源进行处理的。热成像系统则要求对景物成像，根据热像的特征进而确定景物的某些

特性，因此热成像系统所观察的景物为面辐射源。热成像系统所敏感的是景物各部分的温差及发射率的差异，而不是单纯的目标辐射强度的大小。这是两者的基本区别。

从原理上看，热成像系统与可见光电视摄像系统实质上是相同的，只是工作波段不同，热成像仪工作在红外波段，而电视摄像系统在可见光波段工作。

一般的热成像系统主要由光学系统、探测器及其致冷装置、信号放大与处理和显示器等部分组成，如图 7－50 所示。

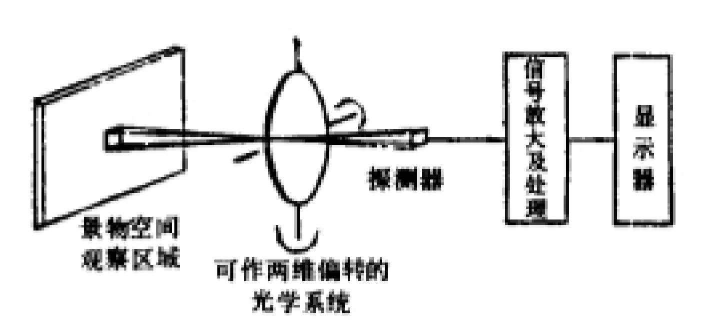


图 7－50　热成像结构原理图

与其他红外夜视仪相比，热成像仪有下列特点：

(1) 红外热成像仪是接受物体(目标)自身的热辐射来成像的，因此它可以在完全黑暗，没有任何月光和星光等夜天光照射的情况下进行观察和瞄准。

(2) 它能在波段为 3～5μm 和 8～14μm 的中、远红外区工作，穿透烟雾、雨、雪的能力强，因而观察距离较远，可比微光夜视仪远 2～3 倍，可达数公里。

(3) 由于军事目标，如人员、车辆等有比环境高的温度，目标与背影的辐射本领有明显的差异，所以热成像仪有识别伪装的能力，有利于军事侦察中使用。

(4) 由于热像仪是探测物体自身的辐射，基本不受强光或闪光的影响，所以可以昼夜使用。

(5) 热成像仪具有高帧速实时显示特点。帧频分辨率和信噪比诸方面达到了广播电视水平；温度分辨率可达 0.005℃，图像质量达到电视水平。

热成像技术代表目前应用夜视技术的最高水平。由于这类仪器成本高，结构复杂，目前外军主要用在高性能武器上，如坦克、反坦克导弹、飞机和舰艇等的火控系统中。也有单兵用的手持式观察用热成像仪。美国几乎在研制 AN/PAS－2 手持式热成像仪的同时，就开始研究步枪用热成像瞄准镜。这种瞄准镜采用了 PAS－7 的大部技术成果，并作了改进，获得了良好效果，可认别 800m 远的人。但由于该系统结构过于复杂，价格太高，未得实际应用。

目前步枪用热成像仪的研究已转向不需冷却的常温热成像。这种热成像仪采用类似电视摄像系统的热释电探测器，依靠凝视焦平面阵列提高其灵敏度，取消了机械扫描和致冷系统，使瞄准镜的体积和重量减小，其成本也降低。美国已研制命名为 STRS 在常温下工作的步枪瞄准镜样机，工作波段为 8～12μm，质量为 1.6～1.8kg，计划于 90 年代初批量生产，安装于 M16A2 及其后续的先进战斗步枪 ACR 上。

综上所述，夜视技术可分为反射辐射成像和热辐射成像两大类，前者包括主动式红外夜视仪和微光夜视仪(又可分为微光直视仪和微光电视)，后者包括光机扫描热成像仪和热释电红外摄像仪。

7.7.2　微光夜视仪的基本原理

本节只讲用于观察和瞄准目标的微光夜视仪。

微光夜视仪属望远系统，它的夜视功能，主要由仪器中的物镜、像增强仪(包括高压电源)和目镜完成，如图 7－51 所示。下面简要说明这三部分的作用和结构原理。

一、物镜

物镜主要作用是收集目标和背影来的光子，并聚焦成像在像增强器的光电阴极面上。

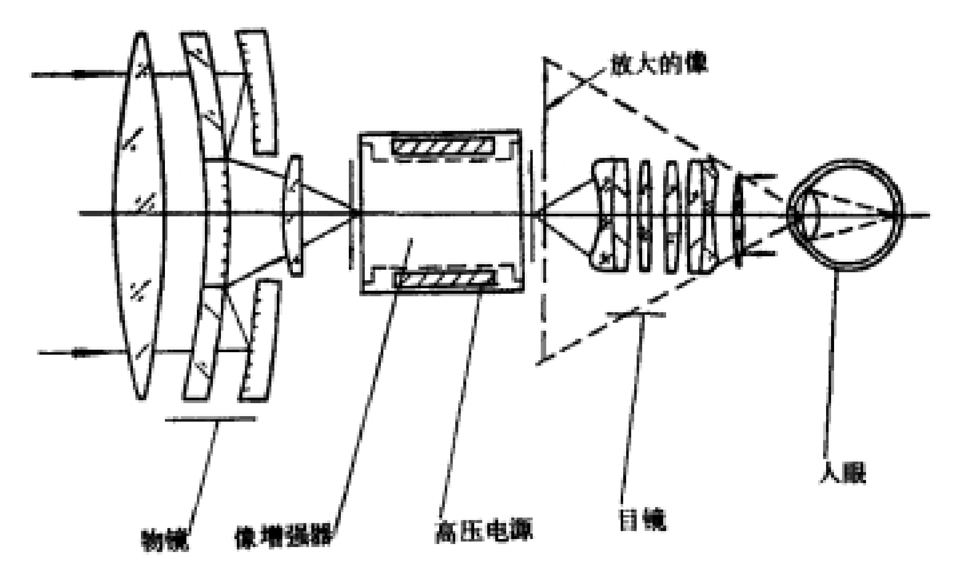


图 7－51　微光夜视仪结构原理

望远物镜的入瞳直径 D 与物镜像方焦距 f 之比值称物镜的相对孔径。由于光电阴级面上的照度与物镜相对孔径(D/f)的平方成正比，增大相对孔径，对于提高像增强器光电阴极面上的照度，增大在低照度下的夜视距离非常有利。所以微光夜视仪的相对孔径应较大，通常都在 1∶2 以上。

二、像增强器

像增强器的主要作用是使微弱的或人眼不可见的近红外的光学图像，增强到亮度能满足人眼观察的呈现在荧光屏上的光学图像。在像增强器中经过了光－电－光两次转换过程。像增强器是微光夜视仪的心脏器件。

像增强器由下列基本部分组成(见图 7－47 和 7－48)：

光电阴极——利用光电效应原理和规律，光电阴极能使入射的光学图像产生与入射光学图像相对应的光电子图像。

电子光学系统——产生强大的电场力，把光电阴极发出的电子图像的能量增强，同时聚焦成像到荧光屏上。

荧光屏——使能量较强的光电子图像转换成亮度较高的光学图像。

纤维光学面板——用于传输光能和转像，见图 7－48。在输入端使平面光学图像变成曲面光学图像，在输出端则使曲面光学图像变成平面光学图像，以适应电子光学系统和几何光学系统的像差需要。光学纤维传光原理如图 7－52 所示。

微通道板——用于单级像增强器。与纤维光学面板相比，它能非常有效地增加光电子数量，实现电子图像增强。微通道板已用于第二、第三代像增强器中。

微通道板由几十万，甚至上百万的极细的空心通道组成，如图 7－53 所示。每根通道的直径约十几 μm，长度(板厚)约 0.5～2mm。微通道板的外表与光学纤维面板相类似，不同之处是：光纤面板的每根光纤是实心的，入射光只能在光纤内不断地全反射，没有二次发射电子的性能，如图 7－52 所示；微通道板的材料主要考虑其二次发射性能和阻值等电学性能，每根通道是空心的，其内壁具有二次发射电子的性能，如图 7－53(b)所示。

另外，像增强器还需有保证其正常工作的高压电源和电能源(电池)。在三级级联像增强器中甚至需要 45kV 的电压，这就需要有直流高压电源。

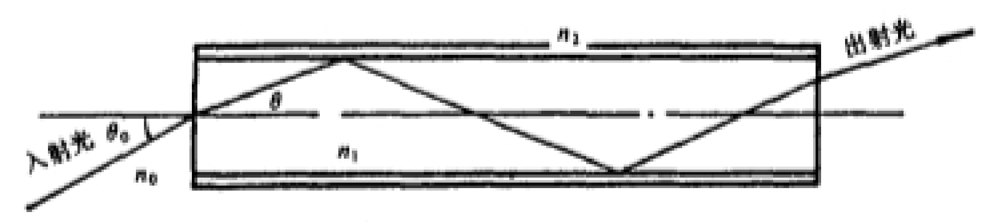


图 7－52　光学纤维传光原理

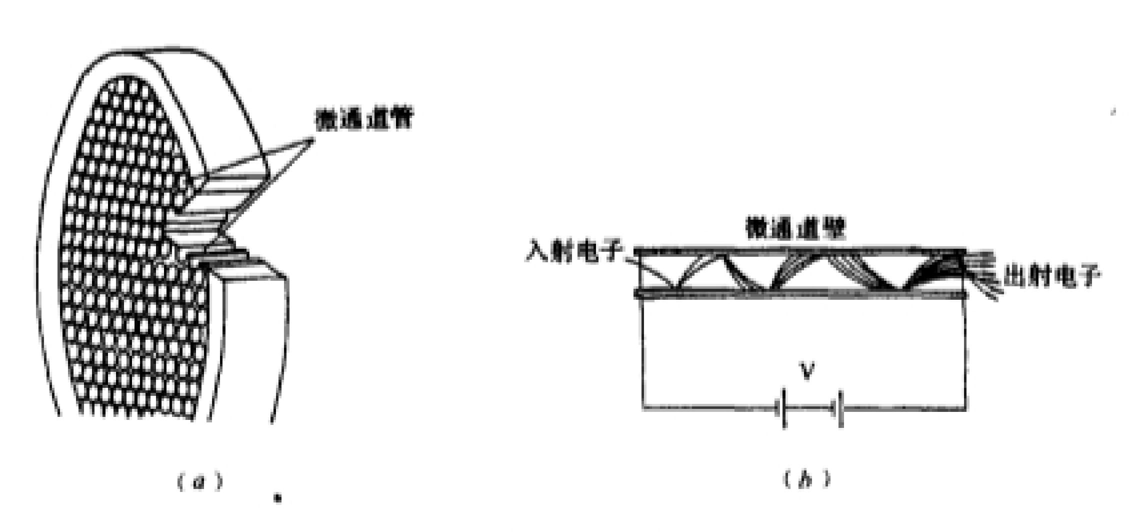


图 7－53　微通道板的结构和倍增原理

(a)微通道板结构示意图；(b)单根微通道倍增原理

三、目镜

目镜的作用是将像增强器荧光屏(直径一般在 40mm 以下)上的图像进行放大，以便人眼能清楚而舒适地进行观察和瞄准。

目镜是一个放大系统，有视场、放大率、像质等方面要求。考虑到人眼屈光度的不同，一般还要求能调节视度。

7.7.3　微光夜视仪的主要光学性能

一、微光夜视仪的视场

微光夜视仪的视场用仪器的光学系统对成像空间所张的平面角度 2ω 来表示，2ω 称为仪器的视场角，如图 7－54 所示。由于仪器的视场是一锥形空间，用这样一个平面视场角就可表明仪器视场的大小。

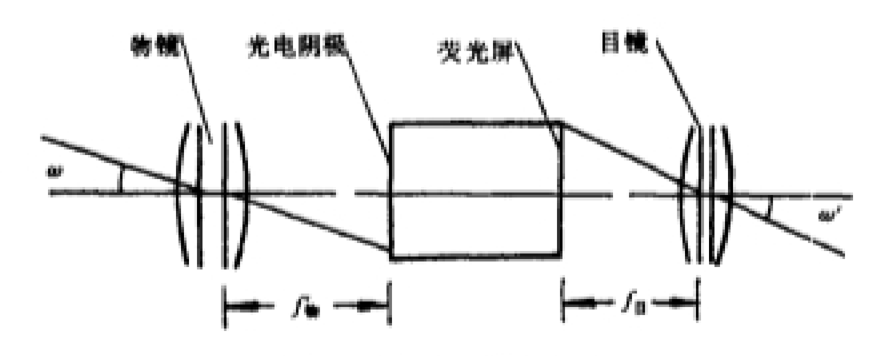


图 7－54　夜视仪视场角

在白天使用的望远镜中，位于物镜后焦平面上的分划板是系统的视场光栏，通过它的大小来确定仪器的视场。而夜视仪的视场是由像增强器光电阴极面的有效工作直径 D_K 来确定，即视场半角为

$$\omega = \mathrm{tg}^{-1}\left(\frac{D_K}{2f'_{物}}\right) \tag{7-9}$$

式中 $f'_{物}$ 为物镜焦距。

由上式可知，在像增强器已选定（D_K 已确定）情况下，物镜的设计就必须保证相应的焦距，以满足仪器的视场要求。反之，若物镜已确定（$f'_{物}$ 已确定），就必须要像增强器光电阴极面直径 D_K 满足视场的要求。视场较大当然好，但要受到视放大率的制约。一般要求视场角在 6°以上。

二、微光夜视仪的放大率

如图 7－53 所示，在夜视仪器中，目标像最后经目镜放大后对人眼瞳孔的张角 $2\omega'$ 的正切与用眼直接观察目标时，物体对人眼张角 2ω 正切之比，称为仪器的视放大率 Γ。对于较远的目标来说，目标对仪器物镜的张角（2ω）可以看做目标直接对人眼的张角。故放大率为

$$\Gamma = \frac{\mathrm{tg}\omega'}{\mathrm{tg}\omega} \tag{7-10}$$

由（7－9）式知

$$\mathrm{tg}\omega = \frac{D_K}{2f'_{物}}, \mathrm{tg}\omega' = \frac{D_C}{2f_{目}}$$

式中 D_K 和 D_C 分别是光电阴极和荧光屏的有效工作直径。将上两式代入（7－10）式得

$$\Gamma = \frac{f'_{物}}{f_{目}} \cdot \frac{D_C}{D_K} \tag{7-11}$$

像增强器放大率 M 定义为 $M = D_C/D_K$。将 M 代入上式得

$$\Gamma = \frac{f'_{物}}{f_{目}} \cdot M \tag{7-12}$$

由（7－1）式可知，夜视仪器在目镜选定情况下，仪器的放大率和视场存在着互相制约的关系，放大率越大，视场越小。增大放大率，可增大仪器的瞄准距离和提高瞄准精度。当瞄准仪器装在有射击振动的武器上时，放大率越大，像的摆动也越大，也会影响瞄准精度。对运动目标瞄准时，则要求有较大的视场。所以，要根据武器的射程，主要目标的运动速度、外形尺寸和仪器使用时是否有振动等诸因素，仔细权衡，合理地确定放大率与视场的大小。由（7－12）式知，在像增强器选定（M 确定）的情况下，仪器的放大率直接取决于物镜焦距和目镜焦距之比。

三、夜视仪的分辨率

分辨率又称鉴别率，是仪器分辨目标细节的能力，是评价微光夜视仪成像质量的重要指标之一。用仪器刚刚能分辨两物点（或一对线）对仪器物镜的张角 α 来表示。例如，若能辨清位于距离 L(m) 处，宽度为 d(mm) 的线条，则分辨率为

$$\alpha = \frac{2d}{L} \quad (\mathrm{mrad})$$

计算夜视仪器的极限分辨率公式如下

$$\alpha = \frac{1000}{N_r f'} \quad (\mathrm{mrad}) \tag{7-13}$$

式中 N_r 是像增强器的线分辨率，f' 是夜视仪物镜焦距。

由（7－13）式可知，要提高夜视仪器的分辨率，除适当地加大物镜的焦距外，主要是提高像增强器的分辨率。

四、夜视仪的入瞳、出瞳和出瞳距离

由于夜视仪器的物镜与目镜是被像增强器隔开的，没有任何一条光线贯穿整个系统，所以

在夜视仪器中的入射光瞳和出射光瞳在概念上与可见光仪器的意义完全不同。首先入瞳和出瞳间没有共轭关系，不存在一个成像在目镜后方的系统孔径光栏的像，即出瞳。所以一般是把物镜和目镜分别考虑。此处不再详述。

五、物镜的相对孔径

前已说明，增大物镜相对孔径(D/f')，对增大在低照度下的夜视距离是非常有利的。

六、物镜的 T 数

相对孔径的倒数(f'/D)，称为 F 数，俗称光圈。物镜的 F 数反映了物镜集光能力的大小，但这一指标没有反映透过率对集光能力的影响。如果两个物镜的 F 数(或相对孔径)相同，而透过率不同，显然这两个物镜的实际集光效果是不同的。为了客观地评价实际的集光能力，引入了 T 数这个概念。T 数又称有效光栏指数，即

$$T = F/\sqrt{\tau} = \left(\frac{D}{f'}\sqrt{\tau}\right)^{-1} \tag{7-14}$$

式中 τ 是物镜的透过率。

由上式可知，T 数越小，说明物镜的相对孔径和透过率越大，对提高光电阴极面上的照度越有利。

微光夜视仪除上述六个光学性能指标外，其他还有杂散光和杂光系数、物镜的调制传递函数(MTF)、调焦范围、目镜放大率(通常是明视距离 250mm 与目镜焦距之比，即 $250/f_{目}$)、视度调节范围和像倾斜等光学性能。此处不详述。

第八章　枪用弹簧设计

§8.1　圆柱螺旋压缩弹簧

弹簧是自动武器中不可缺少的一种零件，它利用材料的弹性和自身的结构特点，在工作时产生变形，把自动武器的一部分动能转变成变形能（位能），反之，把变形能（位能）转变成动能，使自动武器得以进行自动工作。

在自动武器中使用圆柱螺旋弹簧一般是在压缩状态下工作，常用做复进簧、缓冲簧、击发簧、抽壳钩簧等。

缠绕圆柱螺旋压缩弹簧所用钢丝截面的形状有：圆形的、方形的和矩形的等。

制造圆柱螺旋弹簧所用的材料，一般用圆形截面的冷拉碳素弹簧钢丝（GB 4357—89）、琴钢丝（GB4358—84）以及 GB 1222—84 弹簧钢中的硅锰钢等。这类钢丝的生产工艺特点是，钢丝在冷拉过程中经过一道快速等温淬火工序，然后拉拔到成品尺寸。用这类冷拉弹簧钢丝冷卷成弹簧后，不需经淬火处理，只进行低温（260℃左右）回火，以消除缠绕弹簧时引起的内应力，并提高弹性极限。

8.1.1　圆柱螺旋压缩弹簧的形状和尺寸

圆柱螺旋压缩弹簧的形状、结构尺寸如图 8－1 所示。

图中　d——弹簧钢丝直径；

D——弹簧圈中径（平均直径）；

D_1、D_2——弹簧圈的内径和外径：

$D_1=D-d, D_2=D+d$；

α——螺旋角：$\mathrm{tg}\alpha=t/\pi D$；

t——节距；

δ——间距：$\delta=t-d$；

n——弹簧的工作圈数（有效圈数）；

n_1——弹簧的总圈数；

H_0——弹簧的自由高度（长度）；

P_1——弹簧的预压力，即弹簧在装配位置时所承受的载荷（等于此时的弹簧力）；

F_1——弹簧的预压量；

H_1——弹簧在装配位置的高度（长度）；

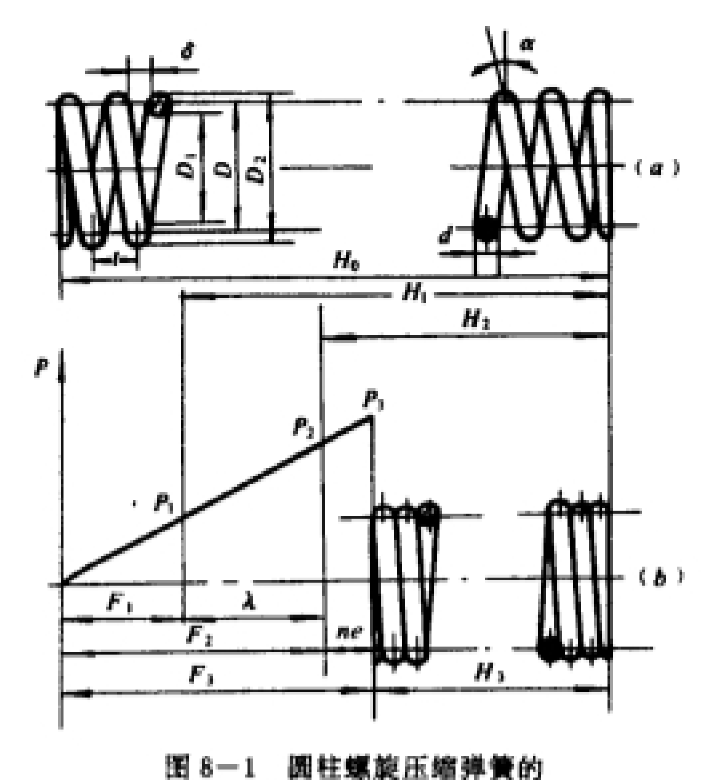


图 8－1　圆柱螺旋压缩弹簧的结构尺寸和特性曲线
（a）弹簧伸张状态；（b）弹簧的特性曲线

P_2——弹簧在工作位置时的最大载荷（等于工作位置的最大弹簧力）；

F_2——弹簧在工作位置时的最大压缩量；

H_2——弹簧在工作载荷下的高度（长度）；

λ——弹簧的工作行程；$\lambda=F_2-F_1$；

P_3——弹簧在圈与圈贴合时的载荷；

F_3——弹簧在圈与圈贴合时的压缩量；

H_3——弹簧在圈与圈贴合时的高度（长度）；

e——余隙，即弹簧在工作位置时簧圈间的间隙；

ne——弹簧由工作位置到圈与圈贴合时的总余隙：$ne=F_3-F_2$。

8.1.2 圆柱螺旋弹簧承载时的工作特点及计算公式

一、弹簧的工作特点

圆柱螺旋弹簧受到静力压缩时，表示弹簧所承受的载荷（或弹簧力）P 与压缩量 F 之间的关系曲线，称为弹簧特性曲线。自动武器中所用圆柱螺旋压缩弹簧的螺旋角 α 一般都比较小（$\alpha=6°\sim9°$），即为所谓“密圈”圆柱螺旋弹簧，其特性曲线可取为直线。

当复进簧装入武器后，弹簧必须有一定的预压量 F_1，其对应的弹簧力 P_1 为预压力。弹簧运动自预压位置开始，假设弹簧的工作行程为 λ，则行程终了弹簧的压缩量为 $F_2=F_1+\lambda$，这时对应的弹簧力为 P_2。

表示弹簧特性曲线和工作范围的图表，如图 8－1(b)所示，称为弹簧工作图表。

说明弹簧弹性强弱的示性数是弹簧的刚度，用 P' 表示。所谓刚度是指弹簧的压缩量发生单位长度变化时，弹簧力的改变量，即

$$P'=\frac{\Delta P}{\Delta F}=\frac{P_1}{F_1}=\frac{P_2}{F_2}$$

或

$$P_1=P'F_1$$

$$P_2=P'F_2$$

压缩状态下的弹簧，其特性曲线下的面积表示弹簧所储存的能量。

当压缩量为 F_1 时，弹簧所储存的能量为

$$A_1=\frac{1}{2}P_1F_1$$

当压缩量为 F_2 时，弹簧所储存的能量为

$$A_2=\frac{1}{2}P_2F_2$$

因此，当弹簧由 F_1 压缩到 F_2（即由装配位置到工作极限位置）时所吸收的能量（或称弹簧的功）为

$$A=\frac{P_1+P_2}{2}(F_2-F_1)=\frac{(P_1+P_2)\lambda}{2} \qquad (8-1)$$

二、弹簧的强度条件[3]

假设一圆柱螺旋压缩弹簧承受一个轴向载荷 P。若在弹簧丝的任意横截面处将弹簧切开成两部分，取下面部分作为研究对象。

由于在自动武器中弹簧的螺旋角 α 很小，可以认为弹簧丝的横截面与弹簧轴线在同一平面内。为了保持下面部分的平衡，横截面上必产生一个与截面相关的内力系。该内力系可以归结为一个通过横截面形心的力 Q 和一个力矩 M_n，如图 8－2 所示。

根据力的平衡条件，可以求出

扭矩　　$M_n = PR$

切向力　　$Q = P$

式中　R——弹簧圈中径的一半，即 $R = D/2$。

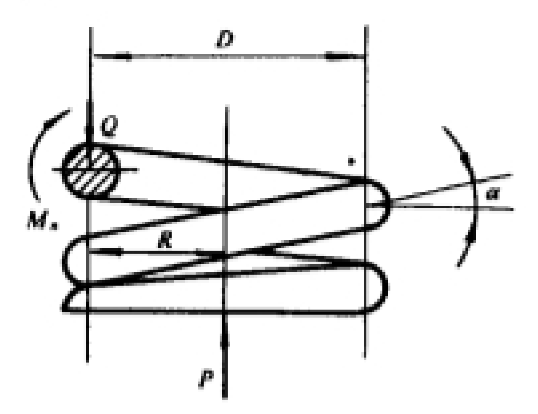


图 8－2　"密圈"弹簧簧丝横截面受力图

对簧丝为圆形截面的弹簧而言，直杆上由扭矩 M_n 产生的剪切应力 τ_1 是按比例自截面圆心分布在任一半径上的。在同一圆周上的各点剪切应力大小相等，方向则与该点半径垂直，最大剪切应力在半径末端，如图 8－3(a)所示。其值为

$$\tau_1 = \frac{M_n}{W_0} = \frac{PR}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{16PR}{\pi d^3} = \frac{8PD}{\pi d^3}$$

式中　W_0——抗扭截面模量，对圆形截面 $W_0 = \frac{\pi d^3}{16}$。

由切向力 Q 产生的剪切应力为 τ_2，并假设 τ_2 在横截面上为均匀分布，其大小在横截面上各点相等，其方向都平行于切向力 Q，如图 8－3(b)所示。其值为

$$\tau_2 = \frac{Q}{S} = \frac{4P}{\pi d^2}$$

式中　S——弹簧丝横截面面积，对圆形截面 $S = \frac{\pi d^2}{4}$。

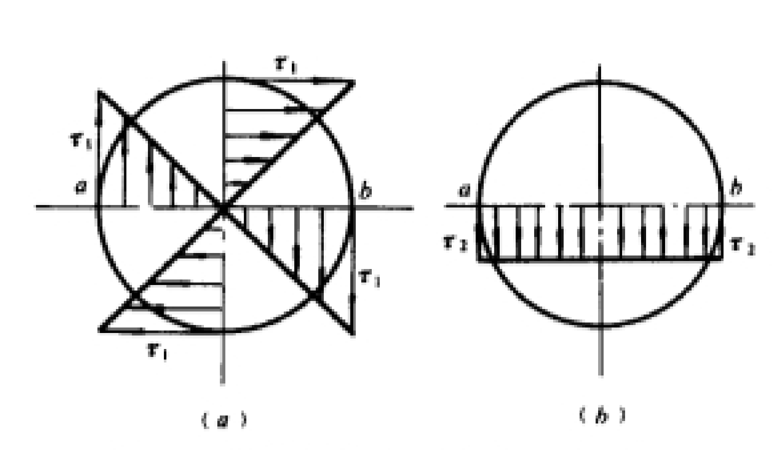


图 8－3　弹簧簧丝横截面上剪切应力的分布

(a) 由扭矩产生的剪切应力

(b) 由切向力产生的剪切应力

弹簧丝横截面上任意点的总应力应该是切向力 Q 和扭矩 M_n 引起的剪切应力的矢量和。在横截面的内侧点 b 处的剪切应力 τ_1 和 τ_2 的方向是一致的，因而此处是危险点，该处的合成剪切应力 τ_0 为 τ_1 和 τ_2 之和，即

$$\tau_0 = \tau_1 + \tau_2 = \frac{8PD}{\pi d^3}\left(1 + \frac{d}{2D}\right) \tag{8-2}$$

式中括号内的第二项代表剪切的影响，当 $\frac{D}{d} \geqslant 10$ 时，$\frac{d}{2D}$ 与 1 相比显然可以省略，这就等于不考虑剪切的影响，而把螺旋弹簧作为圆杆扭转的情况。这时上述公式(8－2)可简化为

$$\tau_0 = \frac{8PD}{\pi d^3} \tag{8-3}$$

上述应力分析，没有考虑弹簧丝实际上是一曲杆的事实。当一曲杆承受弯曲或扭转时，中性线并不通过各截面的几何中心。由于簧丝是曲杆，其外侧纤维比内侧纤维长，故内侧纤维的单位变形将比外侧纤维大，因而内侧的剪应力必然较外侧大，且最内侧点(距弹簧轴线最近的

一点)b 的应力为最大值(危险点)。如图 8－4 所示。

弹簧圈的曲率越大时，内、外侧的应力相差也越大。在进行弹簧强度设计时，一般先取扭矩 M_n 算出应力，为了考虑弹簧圈的曲率对扭转应力分布的影响，并且按照弹性理论分析出的结论来考虑切向力在圆截面上产生的剪切应力的不均匀性，一般用修正系数 K 进行修正。这样，圆柱螺旋弹簧的强度条件可以写成

$$P_{max} \leqslant \frac{\pi d^3}{8DK}[\tau]_n \qquad (8-4)$$



图 8－4　由扭矩引起的剪切应力沿 $a\ b$ 直径的分布

式中　$[\tau]_n$——弹簧丝材料的扭转许用应力；

K——曲度系数。

曲度系数 K 与弹簧的旋绕比 C 有关，其值可由下面公式计算[28](公式第一项考虑簧圈曲率的影响，第二项考虑由切向力引起的最大剪切应力)。

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \qquad (8-5)$$

式中　C——旋绕比(又称弹簧指数)$C = \frac{D}{d}$。

现将(8－5)式在 C 值的常用范围($4 \leqslant C \leqslant 12$)内，算出 K 的数值来，如表 8－1 所示。

表 8－1　对应不同 C 值时 K 的数值表

C	K	C	K	C	K
4.0	1.404	7.0	1.213	10.0	1.145
4.5	1.351	7.5	1.197	10.5	1.138
5.0	1.311	8.0	1.184	11.0	1.131
5.5	1.279	8.5	1.172	11.5	1.125
6.0	1.253	9.0	1.162	12.0	1.120
6.5	1.231	9.5	1.153	12.5	1.114

根据表 8－1 中所列数据，可划 $K \sim C$ 曲线，如图 8－5 所示。

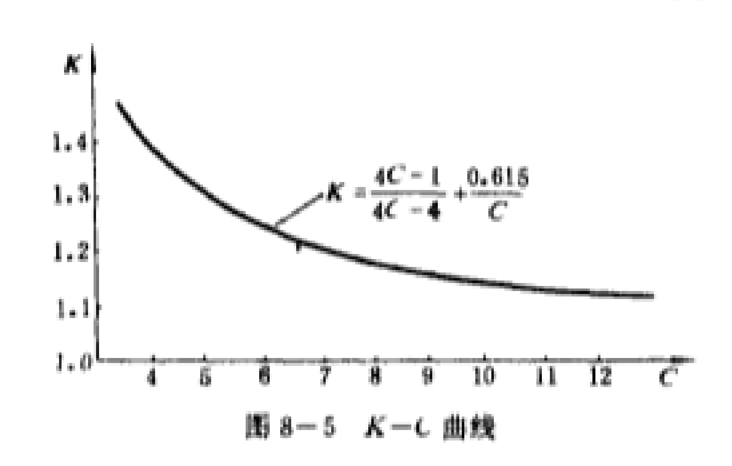


图 8－5　$K-C$ 曲线

进行圆柱螺旋压缩弹簧的设计计算时，为了获得曲度系数 K，可根据所确定出来的弹簧的旋绕比 $C\left(=\frac{D}{d}\right)$，直接从表 8－1 中或图 8－5 中查得 K 的数值。

三、弹簧的压缩量与刚度[3]

当螺旋弹簧承受轴向载荷 P 时，设弹簧丝只承受扭转力矩 $M_n = PR$ 的作用，则弹簧丝只产生扭转变形，即相邻两个断面有相对回转，由于扭转变形后使弹簧丝断面下降，弹簧的节距减小，因之整个弹簧长度缩短，即产生压缩量。

现取一小段弹簧丝 O_1O_2，其长度 ds，在力矩 $M_n=\frac{PD}{2}$ 作用下 O_2 断面相对 O_1 断面扭转一个 $d\varphi$ 角，如图 8－6 所示。其值为

$$d\varphi=\frac{M ds}{GJ_0}$$

式中　G——切变模量；

J_0——断面极惯性矩，对圆形断面 $J_0=\frac{\pi d^4}{32}$。

此时 O 点移至 O' 点，移动距离 $dF=Rd\varphi$。若假设弹簧丝各部分为均匀变形，则整个弹簧的压缩量可由 $dF=Rd\varphi$ 沿弹簧丝全长的积分得出

$$F=\frac{8PD^3n}{Gd^4} \tag{8-6}$$

式中　n——弹簧的工作圈数。

利用压缩量公式，可以根据弹簧的尺寸求出弹簧的刚度

$$P'=\frac{P}{F}=\frac{Gd^4}{8D^3n} \tag{8-7}$$

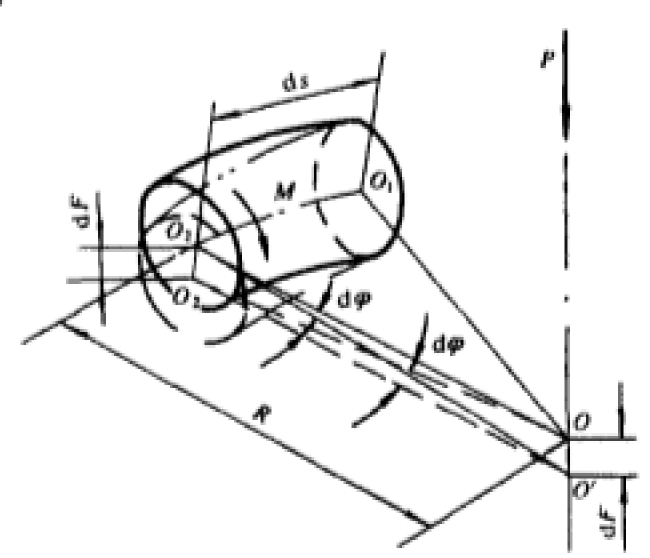


图 8－6　弹簧的压缩与弹簧丝的扭转

四、弹簧的强压处理[19]

为了改善弹簧的受力状态、稳定自由高度和提高其承载能力，在弹簧的制造、试验和验收技术条件中，规定自动武器用弹簧应进行强压处理。弹簧在强压处理时，并将弹簧放在一定的装置上压缩到圈与圈接触，即所谓"固合状态"，将其保持此压并状态 12～48 小时，保持时间长短由弹簧材料、压并应力大小及弹簧的重要程度确定。

圆柱螺旋弹簧强压处理前后及工作状态下簧丝截面上应力状态的变化如图 8－7 所示。

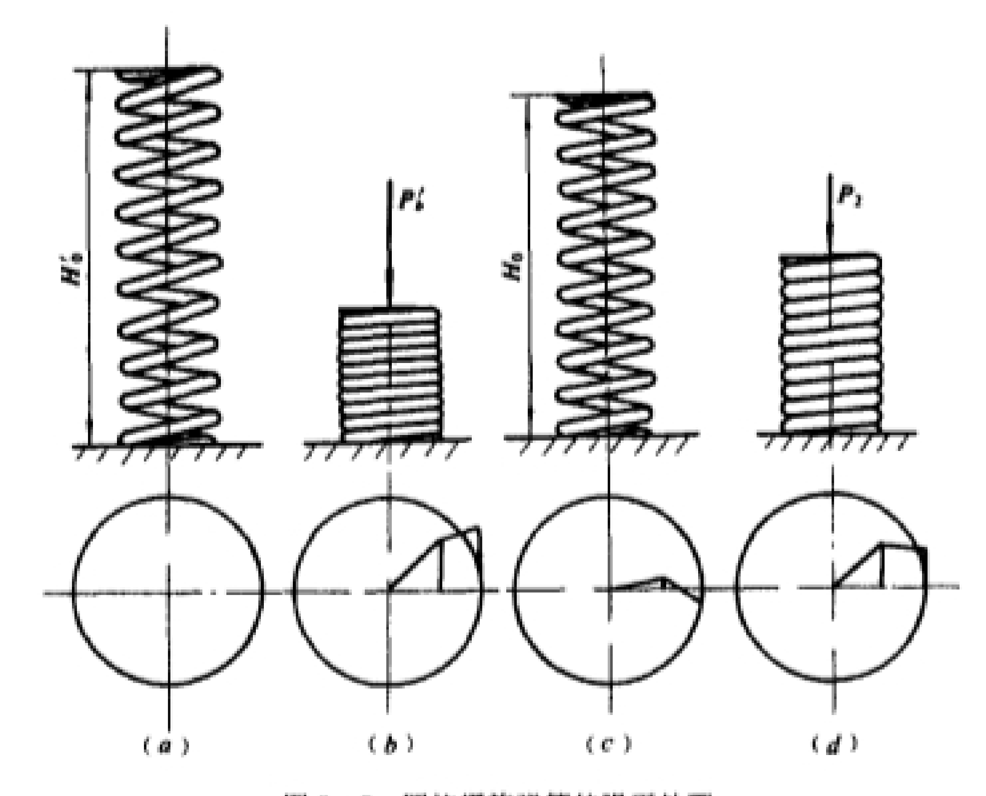


图 8－7　圆柱螺旋弹簧的强压处理

(a)强压处理前；(b)压并状态；(c)强压处理后；(d)工作状态

圆柱螺旋弹簧经强压处理后，其自由高度要缩短。因此在强压处理前，制造弹簧时应加大弹簧的制造高度，即预制的自由高度$H'_0>H_0$，如图 8－7(*a*)；强压处理时在夹具上压缩到圈与圈接触(即压并状态)，弹簧在压并状态下载荷为P'_b，这时簧丝承受一个大于M_s(M_s为簧丝截面最大应力达到材料屈服极限时的力矩)的力矩M_1，产生较大的扭转变形，在截面上产生弹塑性应力，在此状态下保持 24 小时，如图 8－7(*b*)。强压处理完毕，即去掉载荷。由于弹簧丝表层纤维产生了塑性变形，这样，因受到簧丝表层纤维塑性变形的限制，使弹簧不能恢复到原来的高度，即有残余变形，从而使弹簧由原来制造时的预制高度H'。缩短到强压处理后图纸所要求的强压弹簧成品的自由高度H_0。这时在簧丝截面上产生了有益的残余应力，如图 8－7(*c*)。强压弹簧合格产品重新承受工作载荷P_2时，由于截面边缘最大应力处有反向残余应力抵消一部分工作应力，沿截面半径任何位置的实际应力均小于剪切屈服极限τ_s，如图 8－7(*d*)所示。在弹簧承载时只要工作应力小于强压处理状态时的载荷，簧丝就不会进一步发生塑性变形。

8.1.3 圆柱螺旋压缩弹簧的设计步骤

以复进簧为例来说明这种簧的一般步骤。

一、复进簧储能A的确定

复进簧在活动机件后座时要储备足够的机械能，使其能完成复进时的机构动作并保证武器有一定的射速。储能过大，会使射速增高，对武器的使用寿命和射击精度都不利；反之，过小则自动机将不能完成自动循环动作。

二、预压力P_1的确定

复进簧装在武器上，要求有一定的预压力P_1。目的是：既可保持武器的结构比较紧凑；同时在大射角射击时又可保证位于前方的枪机框(或枪机)不会因自重或振动而开锁。但是，在保证复进簧在确定的行程λ内能储备一定能量A的条件下，弹簧的预压力必须选择适当。因为根据弹簧功的公式$A=(P_1+P_2)\lambda/2$可以看出，若P_1小，则P_2大，如图 8－8 所示，这样可能造成第一发装填困难，同时P_1太小使自动机复进到位的可能性差；如果P_1太大，当活动机件质量与运动条件不变时，复进到位的动能增大，撞击也加剧，同时复进簧增长，圈数增多，容纳复进簧的结构也加长，因而武器加重。实践中一般取$P_1>4Mg$(M——活动机件的质量)。

对于手提式自动武器，预压力常取$P_1=25\sim 35$N。

三、工作载荷P_2的计算

根据弹簧功的公式(8－1)计算P_2

$$P_2=\frac{2A}{\lambda}-P_1 \qquad (8-8)$$

其中A、λ和P_1的值均为已知。

由P_1、P_2和λ即可求出弹簧刚度P'

$$P'=\frac{P_2-P_1}{\lambda} \qquad (8-9)$$

根据弹簧的刚度公式，则可以求出预压量F_1。

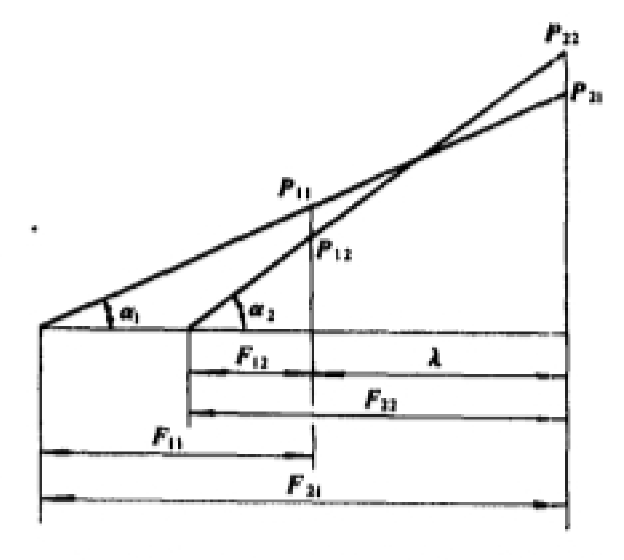


图 8－8 预压力P_1与工作压力P_2的关系

$$F_1 = \frac{P_1}{P'} = \frac{P_1\lambda}{P_2 - P_1} \tag{8-10}$$

为了使复进簧的装配长度不致太大，预压量 F_1 一般等于(0.5～1)λ，于是

$$F_2 = F_1 + \lambda$$

四、弹簧钢丝直径 d 的确定

根据复进簧的导向系统(导管内径或导杆外径)，首先选定弹簧的平均直径 D(注意簧与导向装置间要预留径向间隙)，然后根据复进簧最大工作载荷 P_2 和许用应力$[\tau]_n$，由弹簧强度公式(8－4)求出弹簧丝的直径 d 为

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_2DK}{\pi[\tau]_n}} \tag{8-11}$$

初步计算时，曲度系数 K 可取为 1.1，对直径在 3mm 以下的钢丝，许用应力$[\tau]_n$可取为

$$[\tau]_n = (0.45 \sim 0.55)\sigma_b \tag{8-12}$$

钢丝直径越小时，则许用应力取上限值。

自动武器中的弹簧用材料，常选用碳素弹簧钢丝(GB4357－89 中的 C、D 级)和琴钢丝(GB 4358－84 中的 G_1、G_2 组)来制造，其钢丝直径 d 和抗拉强度 σ_b 如表 8－2 所列。

计算出来的 d 值应根据表 8－2 化为标准值。已经确定的 d 值和 D 值的比值(旋绕比 $C=D/d$)，最好在 7～10 之间。

最后根据 C 值由公式(8－5)计算或查表 8－1 或查图 8－5 得到实际的 K 值，然后根据下面的强度条件验算其强度

$$\tau = \frac{8P_2DK}{\pi d^3} \leqslant [\tau]_n \tag{8-13}$$

根据公式(8－12)和表 8－2 可得自动武器复进簧许用应力，对 $d \leqslant 3$mm 钢丝的许用应力一般可取为$[\tau]_n = 800 \sim 1200\text{N/mm}^2$。

五、弹簧工作圈数 n 和总圈数 n_1 的计算

由整个弹簧的压缩量公式(8－6)，可求出弹簧的工作圈数 n

$$n = \frac{GF_2d^4}{8P_2D^3} \tag{8-14}$$

式中　G——切变模量，对于碳素弹簧钢丝

$$G = 8 \times 10^4\text{N/mm}^2$$

弹簧的总圈数 n_1 可取为

$$n_1 = n + (1.5 \text{ 或 } 2)$$

由于考虑在弹簧末端有压紧的不工作圈(为并拢的死圈)，其中包括准备磨平的部分，所以要增加 1.5 到 2 圈。一般采取两端各并拢一圈，并磨去 3/4 圈的方式，以便获得较好的支承。

六、计算弹簧的其余参数

弹簧的各项结构尺寸可用如下公式计算

1. 弹簧的自由高度 H_0

$$H_0 = (n_1 - 0.5)d + ne + F_2 \tag{8-15}$$

式中　e——弹簧承受最大工作载荷时，圈与圈之间的间隙。

留此间隙的目的，是为了保证在最大工作载荷时，不致有个别圈与圈贴合。一般取

$$e = F_2/6n \sim F_2/4n \tag{8-16}$$

此间隙值选取过大将影响结构紧凑，过小则影响弹簧寿命。但考虑到自动武器寿命不很高，而结构一定要紧凑，所以其值一般取得较小。现有自动武器复进簧的 e 值大致取在 0.1～0.5mm 范围。

表 8－2　高强度弹簧钢丝抗拉强度

碳素弹簧钢丝 GB 4357－89			琴钢丝 GB 4358－84		
直　径 /mm	σ_b/(N/mm²)		直　径 /mm	σ_b/(N/mm²)	
	C　级	D　级		G_1　组	G_2　组
0.35	2250	2600	0.35	2403	2648
0.40	2250	2600	0.40	2354	2599
0.45	2200	2550	0.45	2305	2550
0.50	2200	2550	0.50	2305	2550
0.55	2150	2500	0.55	2256	2501
0.60	2110	2450	0.60	2206	2452
0.65	2110	2450	0.65	2206	2452
0.70	2060	2450	0.70	2158	2403
0.80	2010	2400	0.80	2108	2354
0.90	2010	2350	0.90	2108	2305
1.00	1960	2300	1.00	2059	2256
1.20	1910	2250	1.20	2010	2206
1.40	1860	2150	1.40	1961	2158
1.60	1810	2110	1.60	1912	2108
1.80	1700	2010	1.80	1863	2059
2.0	1710	1910	2.0	1814	2010
2.2	1660	1810	2.3	1765	1961
2.5	1660	1760	2.6	1765	1961
2.8	1620	1740	2.9	1716	1912
3.0	1570	1710	3.2	1667	1863

注：表中抗拉强度均为下限值。

2. 并紧高度(固合高度)H_3，弹簧节距 t

当 $n_1 = n + 1.5$ 时

$$\left.\begin{aligned} H_3 &= H_b = (n+1)d = (n_1 - 0.5)d \\ t &= (H_0 - d)/n \end{aligned}\right\} \tag{8-17}$$

当 $n_1 = n + 2$ 时

$$\left.\begin{aligned} H_3 &= H_b = (n+1.5)d = (n_1 - 0.5)d \\ t &= (H_0 - 1.5d)/n \end{aligned}\right\} \tag{8-18}$$

3. 间隙 δ

$$\delta = t - d \tag{8-19}$$

4. 弹簧螺旋角 α

$$\alpha = \text{arctg}\,\frac{t}{\pi D} \tag{8-20}$$

5. 弹簧丝的展开总长度 L_0

$$L_0 = \pi D n_1/\cos\alpha \tag{8-21}$$

七、验算是否满足强压条件

计算压并为"固合状态"时的剪切应力 τ_b

$$\tau_b = \frac{8P_3DK}{\pi d^3} \tag{8-22}$$

如果 $\tau_b/\sigma_b \leqslant 0.45$,就没有必要进行强压处理。

八、验算与调整

弹簧的结构尺寸初步确定以后,应进行必要的验算与调整。

1. 弹簧压并后 D 值的增量 ΔD,应小于选定平均直径 D 时预留的间隙值

根据图 8—9 所示,可得 ΔD 的算式

$$\Delta D = D' - D$$

式中 D'——弹簧圈压并后的直径。

$$D' = \frac{1}{\pi}\sqrt{(\pi D)^2 + (t-d)^2}$$

于是可得

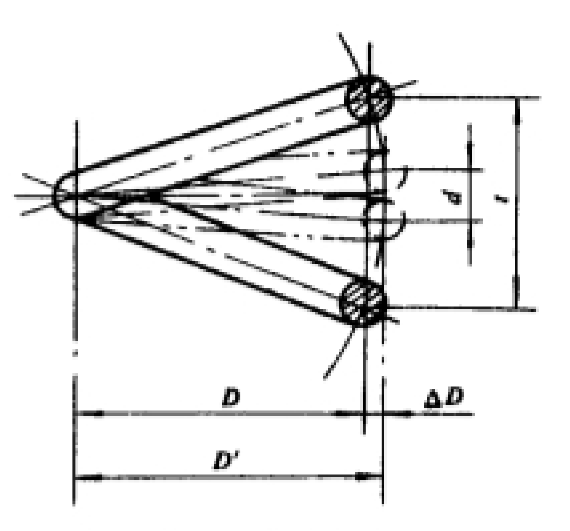


图 8—9 弹簧压并后的直径增量

$$\Delta D = \left(\frac{1}{\cos\alpha} - 1\right)D \tag{8-23}$$

式中 α——弹簧的螺旋角。

由于自动武器中弹簧为"密圈"弹簧,$\alpha = 6° \sim 9°$,故

$$\Delta D \approx (0.006 \sim 0.013)D \tag{8-24}$$

如果能留间隙在 0.2mm 以上(径向方向),一般都能满足要求。设计时若算出弹簧外径与导引系统之间的间隙较小时,就应进行计算 ΔD。如果计算结果不满足要求时,应重新调整 D 值。

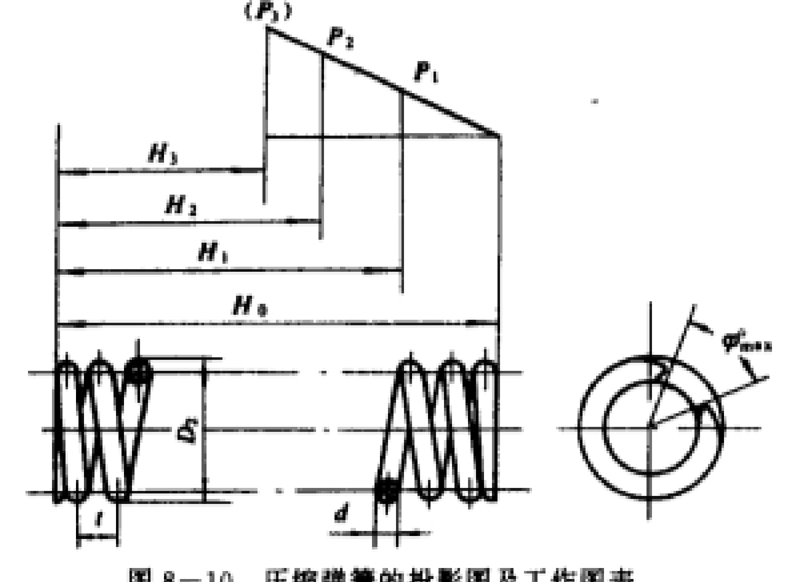


图 8—10 压缩弹簧的投影图及工作图表

2. 检查行程至 λ 时结构装配的可能性

根据 F_1、λ、nd 和 ne 等值,计算弹簧装配时所需的纵向长度,如果不满足要求而结构又无法改变时,则可在满足能量的条件下,适当调整弹簧的参数。

九、绘制弹簧零件图并制定技术要求

在弹簧零件图上应包括的内容有:弹簧的投影图,弹簧的工作图表,弹簧的公差和弹簧的技术要求等项。

弹簧的投影图应按国家标准(机械制图 GB 4459・4—84 弹簧的画法)来绘制，压缩弹簧的工作图表及弹簧投影图如图 8—10 所示。

由于弹簧缠绕后的弹性恢复所引起的变化很大，所以公差也较大。圆柱螺旋压缩弹簧的尺寸(如簧圈直径、自由长度)公差按 GB 1239・2—89 规定选取。至于弹簧钢丝直径公差在 GB 342—82 中有规定，供货厂家遵照执行，其偏差见表 8—3。

在图纸上要注明弹簧的试验和验收技术条件；对于强压弹簧还要提出强压处理条件、方法及检验依据等。

表 8—3　弹簧丝直径允许偏差

钢丝直径 d/mm 允许偏差/mm 钢丝种类	>0.30~0.60	>0.60~1.0	>1.0~3.0	>3.0~6.0
碳素弹簧钢丝 GB 4357—89	±0.018	±0.020	±0.030	±0.038
琴钢丝* GB 4358—84	±0.012	±0.014	±0.020	±0.024

* 经需方同意，也可按 GB 4357—89 的规定供应。

8.1.4　矩形和方形截面圆柱螺旋压缩弹簧的设计特点

一、*矩形和方形截面弹簧的结构和性能*

矩形截面和方形截面的弹簧，在自动武器，尤其是在大口径的步兵自动武器中，常用做缓冲簧。在同样外形尺寸的情况下，矩形截面或方形截面弹簧的截面面积比圆形截面的大一些，因而实有体积大，能够在同样强度条件下多吸收一些能量。

作缓冲簧时，主要用它吸收自动机、枪管或枪身后坐到位时的全部能量，然后再释放，使自动机、枪管或枪身得到一定的初始复进速度。在这种情况下，弹簧的压缩量一般不大，但载荷较大。弹簧的预压力也不能太大，以便于安装。

矩形截面和方形截面弹簧的简图如图 8—11 所示。矩形截面的弹簧有两种结构形式：一是矩形的长边垂直于弹簧轴线的弹簧，称做平绕式，它适用于轴向尺寸受到限制的情况；二是矩形的长边平行于弹簧轴线的弹簧，称做纵绕式，它适用于径向尺寸受到限制的情况。

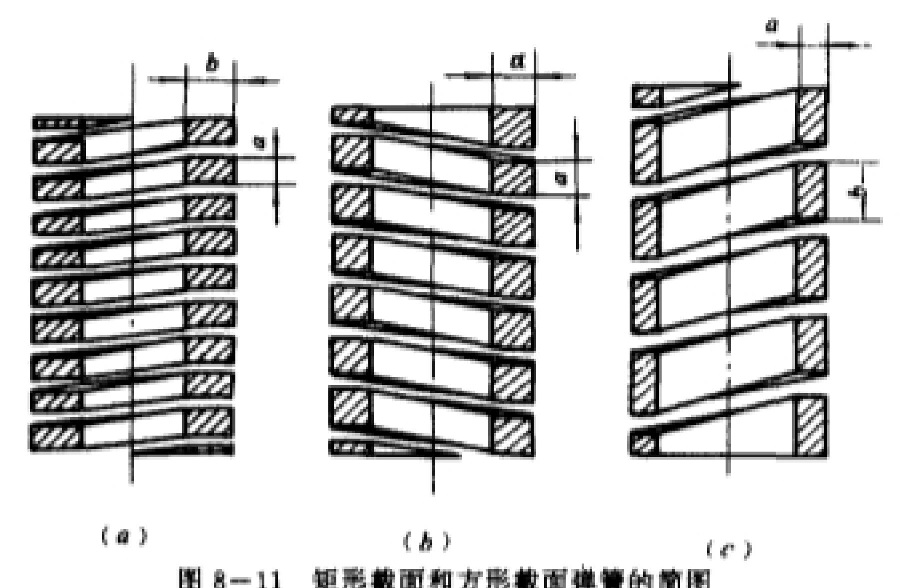


图 8—11　矩形截面和方形截面弹簧的简图
(a)平绕式弹簧；(b)方形截面弹簧；(c)纵绕式弹簧

矩形和方形截面的尺寸如下：

a——矩形截面的短边边长或方形截面的边长；

b——矩形截面的长边边长。

矩形和方形截面圆柱螺旋弹簧除弹簧丝截面形状不同外，其余的结构尺寸和特性曲线都与簧丝为圆形截面的圆柱螺旋弹簧一样。

矩形截面或方形截面弹簧可以用钢条绕制，也可以用圆柱棒料进行车削加工制成。材料可应用 GB 1222－84(弹簧钢)中的 60Si2MnA 牌号制造。也可用 65Si2MnWA 和 70Si3MnA 等牌号的钢材制造。

二、矩形和方形截面弹簧的应力与变形的计算

在不考虑弹簧圈曲率影响的情况下，可以利用材料力学中矩形截面直杆承受扭转时的剪切应力分布来推导出矩形或方形截面弹簧的强度公式和压缩量公式。

图 8－12 所示为矩形截面直杆承受扭矩 M_n 时，其矩形截面上剪切应力的分布。应力分布图上不带箭头的纵线只表示该处最大剪切应力的数值，不表示方向。

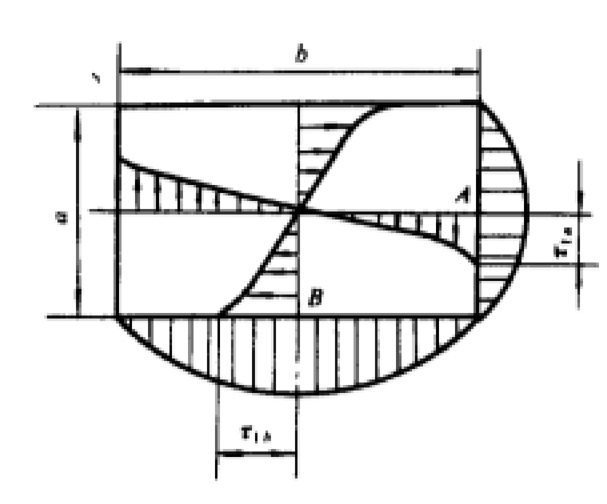


图 8－12　矩形截面直杆受扭转时剪应力的分布

最大剪切应力发生在矩形长边中点 B 处，其数值为

$$\tau_{1b}=\frac{M_n}{\gamma ba^2} \tag{8-25}$$

最大剪切应力发生在矩形短边中点 A 处，其数值为

$$\tau_{1a}=\frac{M_n}{\gamma_1 ba^2} \tag{8-26}$$

二者相比较：

$$\tau_{1b}>\tau_{1a}$$

相距为杆长 L 的杆件两个端面的扭转角 φ 为

$$\varphi=\frac{M_nL}{\eta ba^3G} \tag{8-27}$$

式中　G—材料的切变模量；

　　γ、γ_1、η——系数，其数值与边长比 b/a 有关，查表 8－4 可得。

表 8－4　系数 γ、γ_1、η 与 $\frac{b}{a}$ 的关系数值

$\frac{b}{a}$	1	1 2	1 5	1 75	2	2 5	3	4
γ	0 208	0 219	0 231	0 239	0 246	0 258	0 267	0 282
γ_1	0 208	0 235	0 269	0 291	0 309	0 336	0.355	0 378
η	0 141	0 166	0 196	0 214	0 229	0 249	0 263	0 281

圆柱螺旋弹簧承受压缩时，在弹簧丝截面上的作用力主要是扭矩和切向力，它们将在截面上引起剪切应力 τ_1 和 τ_2。对不同的截面，其危险点的位置不一样。

1. 平绕弹簧

对于平绕弹簧，一般情况下，当 $b/a>4/3$ 时，其危险点在横截面上或下的长边中点，如图

8－13(a)所示，其数值为

$$\tau_{max} = \tau_{1b} > \tau_{1a} + \tau_2$$

因此，其强度条件为

$$\frac{P_{max}D}{2\gamma ba^2} \leqslant [\tau]_n \qquad (8-28)$$

令 $\xi = \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{2\gamma}$ 代入上式，则

$$\frac{P_{max}D}{a^3}\xi \leqslant [\tau]_n \qquad (8-29)$$

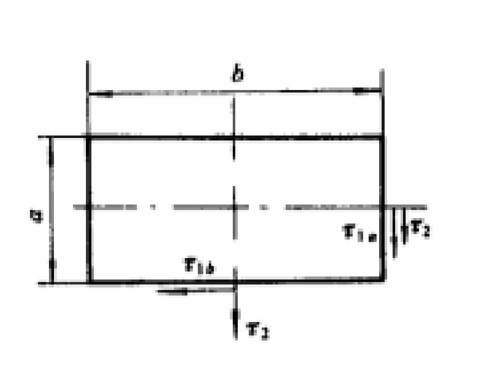
式中 D——弹簧圈平均直径；

P_{max}——弹簧的最大工作载荷。

2. 纵绕弹簧

对于纵绕弹簧，簧丝截面上的危险点，在距弹簧轴线较近的长边(即矩形内边)的中点上，如图 8－13(b)所示。其数值为

$$\tau_{max} = \tau_{1b} + \tau_2$$



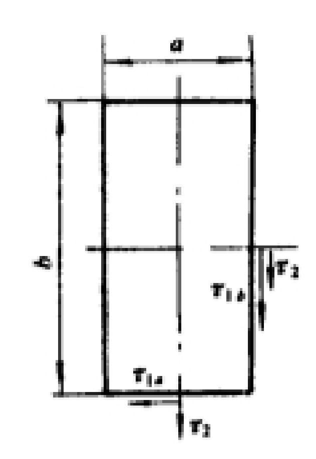


图 8－13　矩形截面弹簧簧丝截面上的最大应力

(a)平绕弹簧；(b)纵绕弹簧

分析纵绕弹簧的强度时，应考虑由切向力引起的应力。假设由切向力引起的剪切应力 τ_2，在簧丝截面上的分布是均匀的，则强度条件为

$$\xi\frac{P_{max}D}{a^3} + \frac{P_{max}}{ab} \leqslant [\tau]_n \qquad (8-30)$$

矩形截面弹簧的压缩量公式，可以利用扭转角 φ 的公式推出

$$F = R\varphi = \frac{D}{2}\frac{M_n L}{\eta ba^3 G} = \frac{PD^3\pi n}{4\eta ba^3 G} \qquad (8-31)$$

若令

$$\Delta = \frac{a}{b} \cdot \frac{\pi}{4\eta}$$

上式还可写成

$$F = \Delta\frac{PD^3 n}{Ga^4} \qquad (8-32)$$

式中 n——弹簧的工作圈数。

对于不同边长比 b/a 的截面，ξ 和 Δ 的数值见表 8－5。

表 8－5　对不同边长比 $\frac{b}{a}$、ξ 和 Δ 的数值

$\frac{b}{a}$	1	1.2	1.5	1.75	2	2.5	3	4
ξ	2.40	1.90	1.44	1.20	1.02	0.77	0.62	0.44
Δ	5.57	3.94	2.67	2.09	1.71	1.26	1.00	0.70

3. 方形截面弹簧

对于方形截面的圆柱螺旋弹簧，由于 $b/a=1$，簧丝截面上的危险点，在距弹簧轴线较近的

边(即内侧)的中点上,要考虑由切向力引起的剪切应力。其数值为

$$\tau_{max} = \tau_1 + \tau_2$$

由表 8－5 知:$b/a=1$ 时,$\xi=2.4$,$\Delta=5.57$。则强度条件为

$$2.4\frac{P_{max}D}{a^3}+\frac{P_{max}}{a^2}\leqslant[\tau]_n \qquad (8-33)$$

压缩量公式为

$$F = 5.57\frac{PD^3n}{Ga^4} \qquad (8-34)$$

矩形截面和方形截面弹簧的计算公式可总结如表 8－6。

表 8－6　矩形截面和方形截面弹簧计算公式表

名称	简　　图	强度条件	压缩量	刚度
方形截面		$2.4\frac{P_{max}D}{a^3}+\frac{P_{max}}{a^2}\leqslant[\tau]_n$	$F=5.57\frac{PD^3n}{Ga^4}$	$P'=\frac{Ga^4}{5.57D^3n}$
平绕矩形截面		$\xi\frac{P_{max}D}{a^3}\leqslant[\tau]_n$ $\left(\frac{b}{a}>\frac{4}{3}\right)$	$F=\Delta\frac{PD^3n}{Ga^4}$	$P'=\frac{Ga^4}{\Delta D^3n}$
纵绕矩形截面		$\xi\frac{P_{max}D}{a^3}+\frac{P_{max}}{ab}\leqslant[\tau]_n$	$F=\Delta\frac{PD^3n}{Ga^4}$	$P'=\frac{Ga^4}{\Delta D^3n}$

在设计计算时,矩形和方形截面弹簧的许用应力可按下列数据选用。

$$[\tau]_n = 1000 \sim 1200\text{N/mm}^2(\text{绕制})$$

$$[\tau]_n = 800 \sim 1100\text{N/mm}^2(\text{车制})$$

对绕制的弹簧,考虑到弹簧丝截面上各边的变形不一致,而截面里面的纵边变大,这样,在规定弹簧的节距时,余隙应选择大一些,例如

$$e\geqslant 0.3F_2/n \qquad (8-35)$$

矩形截面和方形截面弹簧两端的修正,一般采取两端各并拢一圈并磨去 3/4 圈的方式,以便获得较好的支撑。支承圈末端与最外面的工作圈之间也应保留一定间隙。

三、矩形和方形截面弹簧的设计方法与步骤

1. 选择弹簧结构参数和簧丝截面形状

矩形和方形截面弹簧主要用作缓冲簧,设计时,给定被缓冲部件的剩余能量 E 和缓冲行

程 λ；为了便于安装，预压力 P_1 尽可能小。由此可确定弹簧的最大工作载荷 P_2。

根据结构条件选定弹簧的中径 D(注意预留径向间隙)，对矩形截面弹簧要选定结构形式(平绕或纵绕)以及边长比 b/a。平绕式矩形截面弹簧应用比较广泛，一般取 $b/a<3$。

2. 确定弹簧丝的截面尺寸 a、b

(1) 初步决定簧丝截面尺寸。选好弹簧材料，利用不考虑弹簧圈曲率影响的相应强度条件，如公式(8—29)、(8—30)、(8—33)和表 8—4 等，即可初步决定弹簧丝截面尺寸。

(2) 进行强度验算。有了簧丝截面尺寸就可以根据弹簧旋绕比(平绕 $C=D/b$，纵绕 $C=D/a$)和边长比 b/a，进行强度校核，若不满足要求，则调整截面尺寸至满足要求为止。

3. 确定弹簧工作圈数 n

利用压缩量的公式(8—32)或(8—34)，根据弹簧的工作载荷 P_2 和工作行程 λ，即可求出弹簧的工作圈数 n，确定总圈数 n_1 时，要注意矩形截面和方形截面弹簧两端的修正。

4. 计算弹簧的刚度 P'

根据以下的公式来计算弹簧的刚度。

矩形截面弹簧用

$$P' = \frac{Ga^4}{\Delta D^3 n} \tag{8-36}$$

方形截面弹簧用

$$P' = \frac{Ga^4}{5.57D^3 n} = 0.18\frac{Ga^4}{D^3 n} \tag{8-37}$$

5. 确定弹簧的其他结构尺寸

利用与圆形截面簧丝弹簧相近似的一些公式来计算弹簧的其他结构尺寸，注意公式中的弹簧丝直径 d 可改为矩形的边长 a 或 b。

6. 绘制弹簧零件图和提出技术要求

方形截面和矩形截面弹簧的投影图，可参照图 8—11 所示的画法绘制。关于弹簧的特性曲线和技术要求，均可参照圆形截面弹簧相应部分的说明来绘制和作出规定。

8.1.5 弹簧的优化设计

圆柱螺旋弹簧，是机械，尤其是自动机械中常见的重要零件，用传统的方法设计弹簧，由于约束条件较多，即使经过多次试算，也不容易找到各参数间比较合理的匹配，弹簧结构并不理想。若采用优化设计方法，就能很快得到所要求性能的、结构合理的弹簧。

目前弹簧的优化设计方法很多，根据不同的要求，就有不同的优化设计方法，如满应力原则法、最小装配高度法等。

在自动武器中，为了提高武器的机动性能，常要求武器重量轻、体积小，因而在设计自动武器用簧时，在很多情况下，要求弹簧具有最小的装配高度(或装配体积)。这里就介绍这种优化设计方法——最小装配高度法[20]。

一、基本设计公式

弹簧的装配高度 H_1 为

$$H_1 = nd + n_p d + \lambda + n\delta \tag{8-38}$$

而公式(8—9)、(8—11)、(8—14)为

$$P' = (P_2 - P_1)/\lambda$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8KDP_2}{\pi[\tau]_n}}$$

$$n = GF_2d^4/(8P_2D^3) = Gd^4/(8P'D^3)$$

二、最小装配高度的条件

将上述三个公式代入公式(8－38)中，则

$$H_1 = \frac{G\lambda}{8D^3} \cdot \frac{d^5}{P_2 - P_1} + n_p d + \lambda + n\delta$$

式中 $n\delta$ 虽不是常数，但与第一项相比其值很小，同时在不同的弹簧方案中，值的变化也甚微。因此可近似取：$n_p d + \lambda + n\delta = C = \text{const}$。则得

$$H_1 = \frac{G\lambda}{8D^3} \cdot \frac{d^5}{\frac{\pi[\tau]_n}{8KD}d^3 - P_1} + C \tag{8-39}$$

因为 $P_2 - P_1 > 0$，将上式对 d 进行微分

$$\frac{\partial H_1}{\partial d} = \frac{G\lambda}{8D^3} \cdot \frac{\left(\frac{\pi[\tau]_n}{4KD}d^3 - 5P_1\right)d^4}{\left(\frac{\pi[\tau]_n}{8KD}d^3 - P_1\right)^2}$$

若令 $\partial H_1/\partial d = 0$，则可得

$$d = \sqrt[3]{\frac{20KDP_1}{\pi[\tau]_n}} \tag{8-40}$$

两对公式(4－39)进行二次微分，并将式(8－40)代入之，可得 $\partial^2 H_1/\partial d^2 > 0$。这说明钢丝直径 d 满足(8－40)式时，公式(8－39)所表示的弹簧装配高度 H_1 具有最小值($H_{1\min}$)。现比较公式(8－11)与(8－40)

$$d = \sqrt[3]{\frac{8KDP_2}{\pi[\tau]_n}} = \sqrt[3]{\frac{20KDP_1}{\pi[\tau]_n}}$$

于是得

$$P_2 = 2.5P_1 \tag{8-41}$$

公式(8－41)表明，如果 P_1 已给定，只要满足 $P_2 = 2.5P_1$，这样设计所得弹簧的装配高度 H_1 比 P_2 为其他值时要小。公式(8－41)就是最小装配高度要满足的条件，按此公式条件设计弹簧，即所谓的"最小装配高度"法(或称为 2.5 法)。

将公式(8－40)、(8－41)代入公式(8－39)中，则弹簧最小装配高度为

$$H_{1\min} = f(P_1, [\tau]_n, D) = 1.46 \times 10^5 K^{5/3} \lambda \frac{P_1^{2/3}}{D^{4/3}[\tau]_n^{5/3}} + C \tag{8-42}$$

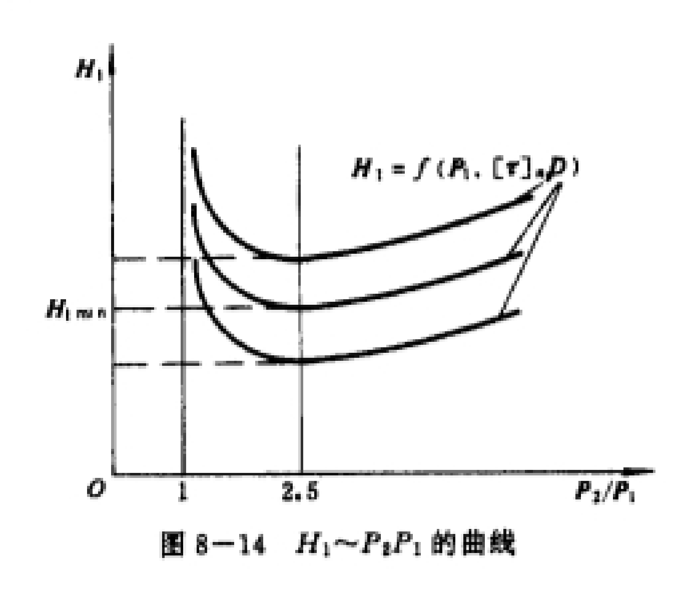


图 8－14　$H_1 \sim P_2P_1$ 的曲线

公式(8－42)说明，每一组参数(P_1,$[\tau]_n$,D)就有一组对应的小体积螺旋弹簧。利用公式(8－39)，以不同参量(P_1,$[\tau]_n$,D)可绘制 H_1～P_2/P_1 的一族曲线，如图 8－14 所示。

图中，每条曲线均有一个最低点(H_{1min}，且曲线族的最低点全在 $P_2/P_1=2.5$ 的直线上。不论所取参量如何，只要 P_2/P_1 偏离 2.5，则弹簧的装配高度 H_1 就要增加。其中直线 $P_2/P_1=1$ 是各条曲线的共同渐近线。

§8.2 多股圆柱螺旋压缩弹簧

8.2.1 多股圆柱螺旋压缩弹簧结构特点和几何尺寸

一、多股螺旋弹簧的结构特点

多股螺旋弹簧是由钢索卷制而成，无中心股钢索又是由 2～4 股 0.4～3mm 的钢丝缠绕而成的。这种弹簧所用钢丝较细，机械强度高。多股簧由于各股钢丝的接触压力产生的摩擦阻力，在工作时产生一定的能量损失而兼有缓冲簧作用。

多股螺旋弹簧在大口径、高射速自动武器(如高射机枪和航空自动炮)中常用作复进簧。用作复进簧的这种多股螺旋弹簧，一般是由无中心股的三股或四股钢丝拧成的钢索绕制而成，且在压缩状态下工作。由于缓冲作用，多股簧在动态工作条件下不易缩短，能完成的发射弹数，可达单股弹簧的三倍到五倍。

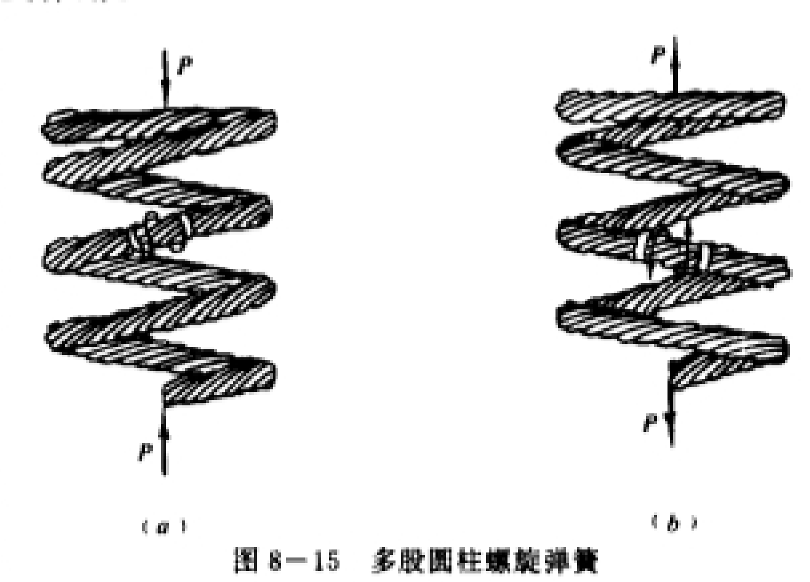


图 8－15 多股圆柱螺旋弹簧
(a)压缩弹簧；(b)拉伸弹簧

为保证多股螺旋弹簧在工作过程中钢索不致松散，压缩弹簧钢索的旋向应与弹簧的旋向相反，如图 8－15(a)所示，弹簧为右旋，钢索为左旋；拉伸弹簧钢索的旋向应与弹簧的旋向相同，如图 8－15(b)所示，弹簧为左旋，钢索也为左旋。

二、钢索的结构尺寸和特点

1. 钢索结构尺寸术语

这里主要研究无中心股的三股、四股圆柱螺旋压缩弹簧，各结构尺寸及其几何关系如图 8－16 所示。

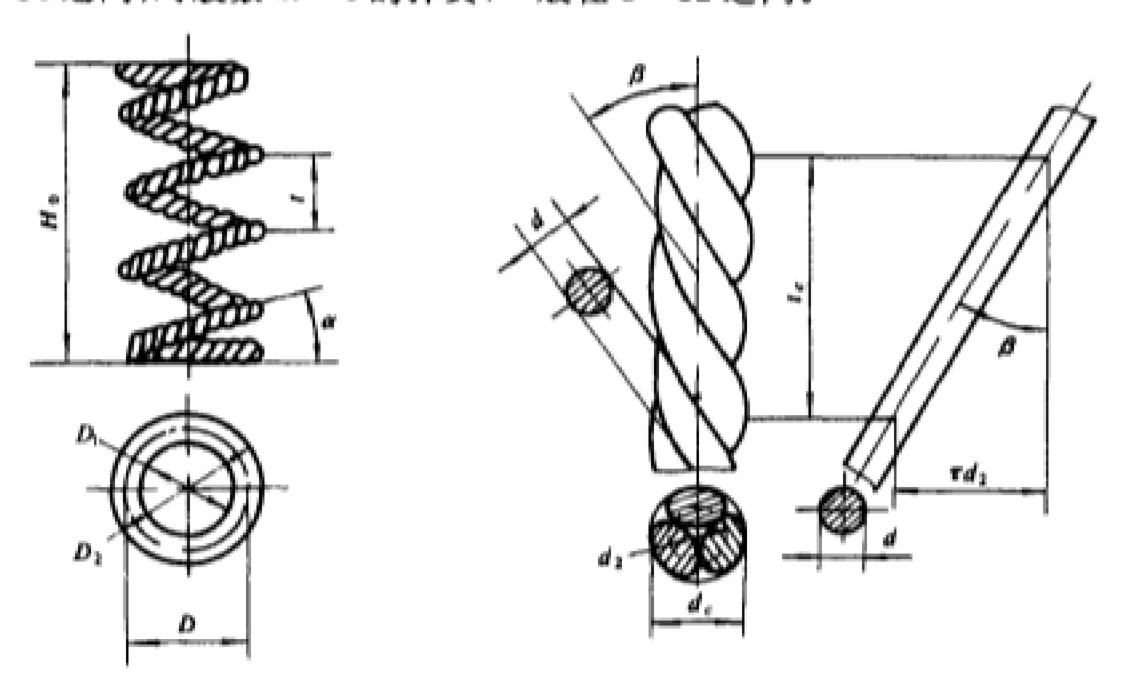
图中 d_c——多股螺旋弹簧钢索直径(索径)；
d——钢索钢丝直径；
β——多股螺旋弹簧钢索中心线与钢丝中心线的夹角(索拧角)；
D——多股螺旋弹簧中径；
D_1——多股螺旋弹簧内径；
D_2——多股螺旋弹簧外径；
α——多股螺旋弹簧螺旋角；
t——多股螺旋弹簧节距；

H_0——多股螺旋弹簧自由高度；

d_2——过钢索中各股钢丝中心的圆的直径；

t_c——多股螺旋弹簧钢索中钢丝的导程(索距)。

在自动武器中所用多股圆柱螺旋弹簧其索距与钢丝直径的比值 t_c/d：对股数 $m=3$ 的弹簧，一般在 8～14 之间；对股数 $m=4$ 的弹簧，一般在 8～12 之间。



(a) 图 8—16 多股圆柱螺旋弹簧的几何尺寸 (b)

(a)多股簧的结构尺寸；(b)钢索的结构尺寸

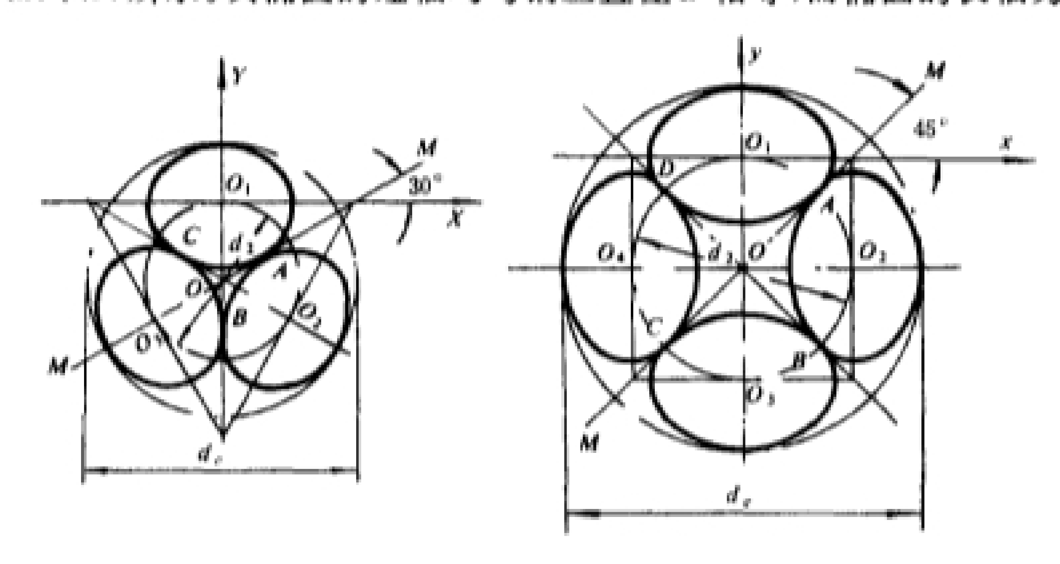
有关多股螺旋弹簧结构尺寸及参数的计算和选取，基本上与单股螺旋弹簧相同，但钢丝改为钢索。从图 8—16(b)中可知

$$d_c = d_2 + d \tag{8-43}$$

$$\text{tg}\beta = \pi d_2 / t_c \tag{8-44}$$

2. 钢索直径 d_c 的计算式

假设从垂直于钢索轴线的方向将钢索切断，在垂直于钢索轴线的横截面上各股钢丝的断面都是椭圆，每相邻两椭圆相切，且共同内切于直径为 d_c 的圆周内，三股簧和四股簧钢索截面图分别如图 8—17(a)、(b)所示。其椭圆的短轴均与钢丝直径 d 相等，而椭圆的长轴为 $d/\cos\beta$。



(a) 图 8—17 钢丝之间的接触状态 (b)

(a)三股簧的钢索截面图；(b)四股簧的钢索截面图

在选择好了钢丝直径 d 和拧距 t_c 后，可根据下面公式求出 d_2，从而获得 d_c[26]。

对 $m=3$

$$d_2=\frac{2d\cos\varphi}{\sqrt{1+2\cos2\varphi}} \tag{8-45}$$

对 $m=4$

$$d_2=\frac{2d\cos\varphi}{\sqrt{2\cos2\varphi}} \tag{8-46}$$

式中

$$\varphi=\mathrm{arctg}\frac{\pi d}{t_c} \tag{8-47}$$

为了计算方便，将利用公式(8－43)～(8－47)计算出 $t_c/d=8$～14 范围内多股弹簧钢索结构尺寸间的关系，列表 8－7 于后。

当已知多股螺旋弹簧钢丝股数 m 和其它任意两个参数时，则可由表 8－7 很快得到其它参数。计算时若为表上中间值时，可用内插法去求。

表 8－7　拧角 β、拧距 t_c 和直径 d_c 的关系　　股数 $m=3$

t_c/d	8	9	10	11	12	13	14
β/°	24 97	22 37	20 25	18 49	17 00	15 74	14 64
d_c/d	2 19	2 18	2 17	2 17	2 17	2.17	2 16

股数 $m=4$

t_c/d	8	9	10	11	12	13
β/°	31 13	27 78	25 08	22.85	20.99	19 40
d_c/d	2 54	2 51	2 49	2 48	2 47	2 46

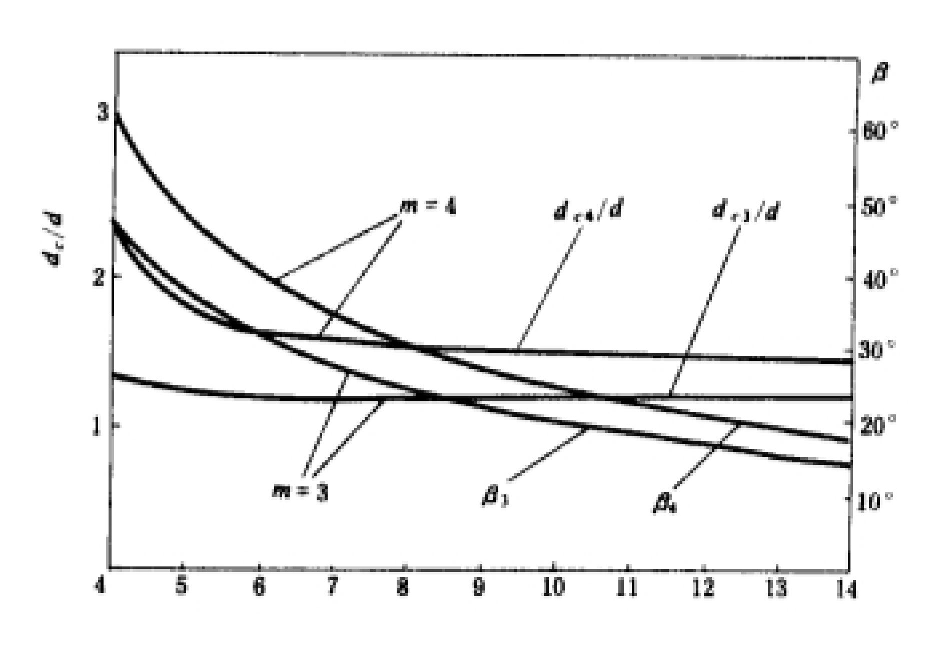


图 8－18　t_c/d 和 m 与 β 及 d_c/d 的关系曲线

将上面计算的表 8－7 的数值，还可以绘成曲线图，如图 8－18 所示。在已知比值 t_c/d 和股数 m 的情况下，从图 8－18 中可查出索拧角 β 以及钢索直径 d_c 与钢丝直径 d 的比值。

现有几种自动武器复进簧所用钢索的结构尺寸如表 8－8 所示。

表 8－8　几种复进簧钢索结构尺寸

武　器　名　称	股　数 m	钢丝直径 d/mm	索　　距 t_c/mm	距径比 t_c/d	钢索外径 d_c/mm	索拧角 β/°
54式12 7高射机枪	3	1 6	21	13 13	3 5	15 59
77式12 7高射机枪	3	2 0	22	11 00	4 3	18 49
59式12 7航空机枪	3	2 3	23	10 00	5 0	20 25
56式14.5高射机枪	3	2 8	25	8 93	6 2	22 53
HP－23航空自动炮	4	1 8	16	8 89	4 6	28 11
AM－23航空自动炮	4	1 8	18	10 00	4.5	25 08

8.2.2　多股螺旋弹簧的刚度计算及强度分析

一、刚度计算和捻索系数

1. 拧紧前后的刚度计算公式[3]

假设一多股右旋压缩弹簧，钢索左旋。当钢索去拧紧时，各股钢丝不接触，所承受的轴向载荷 P 使各股钢丝各自变形，互不干扰，相当 m 个并联着的单股螺旋弹簧。钢索拧角 β 一般为 15°～35°，而弹簧螺旋角 α 一般为 6°～9°。略去螺旋角的影响（即假设钢索呈水平状态），则载荷与钢索轴线方向垂直。因为钢丝轴线与钢索轴线的夹角为 β，则钢丝横截面与钢索轴线的夹角为 $\left(\frac{\pi}{2}-\beta\right)$。

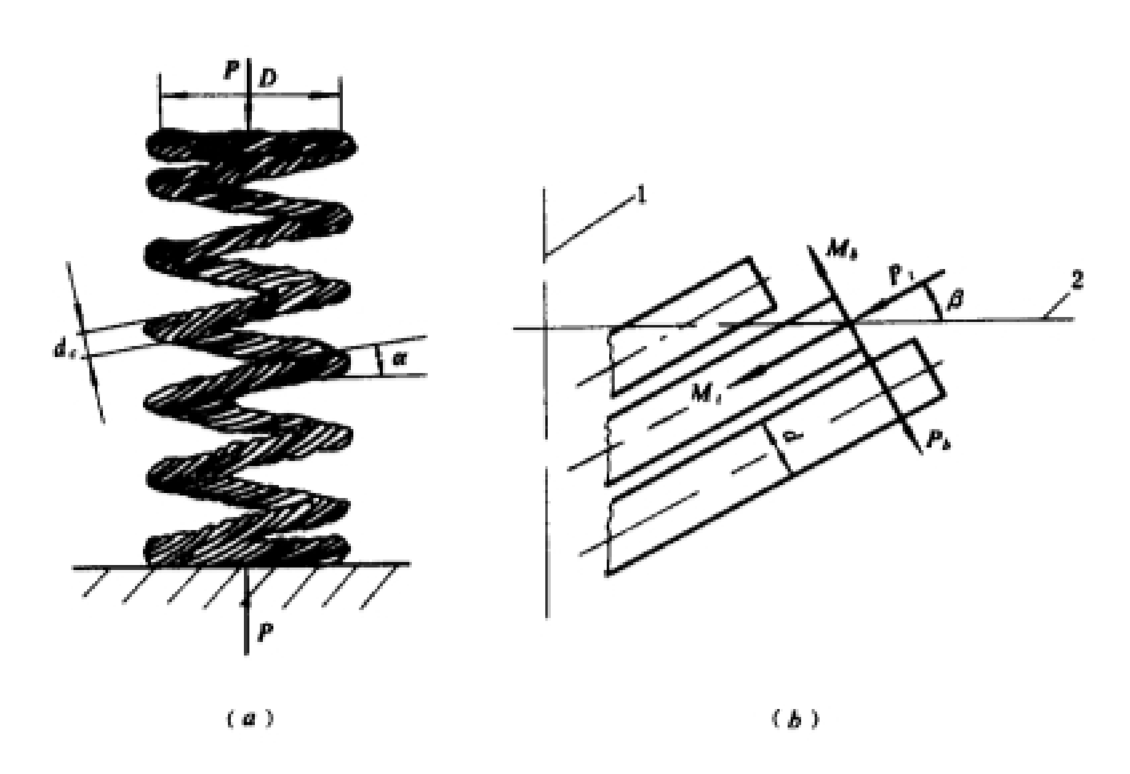


图 8－19　多股圆柱螺旋弹簧受力图

(a)弹簧轴向载荷；　(b)钢丝截面受力(α=0)

1－弹簧轴线；2－钢索轴线

作用在弹簧上的载荷 P 和力矩 $M=PD/2$（其中 D 为弹簧中径）在每股钢丝横截面上的作用可简化为

扭矩 $M_t=\frac{PD}{2m}\cos\beta$ (8—48)

弯矩 $M_b=\frac{PD}{2m}\sin\beta$ (8—49)

以上各式中的 m 为多股簧的股数。

钢丝截面受力情况如图 8—19 所示。

当载荷 P 大于一定数值 P_K 后，弹簧相邻的股丝间将产生接触。接触线是一根类似拧角为 β' 的螺旋线，沿钢丝接触线还产生有接触压力，如图 8—20 所示。

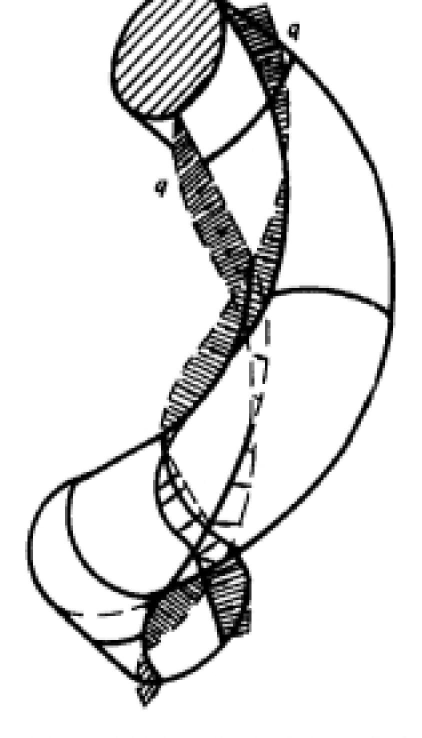


图 8—20 沿钢丝接触线的压力分布

对于不同的钢索拧角 β 和不同的股数 m 时，其 β' 的数值见表 8—9 所列。

当载荷 P 没有达到 P_K 值以前，钢索中各股钢丝分别变形，互不影响。此时多股螺旋弹簧的刚度公式为

$$P'_{<K}=\frac{P}{F}=\frac{mGd^4\iota'}{8D^3n} \quad (8-50)$$

式中 ι'——钢索拧紧前的捻索系数的理论值

$$\iota'=\frac{(1+\mu)\cos\beta}{1+\mu\cos^2\beta} \quad (8-51)$$

μ——泊松比，对钢材可取为 0.3。

索拧角 β 与捻索系数 ι' 关系密切，ι' 随 β 变化之值如表 8—10 所列。

表 8—9 索拧角 β 与股丝接触线拧角 β' 之关系

股数 $m=3$

β/°	15	20	25	30	35
β'/°	8 05	11 36	15 29	20 11	25 94

股数 $m=4$

β/°	15	20	25	30	35
β'/°	11 09	15 32	19 93	25 05	36 62

表 8—10 不同拧角 β 的 ι' 值

β/°	15	20	25	30	35
ι'	0 98	0 97	0 95	0.92	0 89

表 8—10 中 $\iota'<1$，是由于多股簧钢索中钢丝呈螺旋状而加长的因素，引起弹簧变软之故。这样在承受同样力矩的情况下，产生的压缩量要略大些，其刚度比 m 个结构尺寸相同的单股螺旋弹簧并联时的刚度略小些。

当载荷达到 P_K 值以后直到最大载荷 P_m 时，载荷中相当于 P_K 值的部分保持钢索拧紧，而大于 P_K 的部分($P-P_K$)则继续使各股钢丝发生变形。钢丝变形时，各股钢丝还要承受由相邻钢丝对它的接触压力的作用(对每根钢丝来讲，接触压力是外力)，此时多股螺旋弹簧的刚度公式为

$$P'_{>K} = \frac{mGd^4\iota''}{8D^3n} \tag{8-52}$$

式中 ι''——钢索拧紧后的捻索系数，其理论计算公式为

$$\iota'' = \frac{\cos\beta}{\cos^2\gamma}[1 + \mu\sin^2(\beta + \gamma)] \tag{8-53}$$

γ——为简化书写而引进的角度。

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{\cos\beta\sin\beta}{\cos^2\beta - \sin^2\beta'} \tag{8-54}$$

对不同钢索拧角 β 和股数 m，捻索系数 ι''之值如表 8－11 所示。

表 8－11　不同拧角 β 和不同股数 m 的 ι''值

股数 $m=3$

β/°	15	20	25	30	35
ι''	1 12	1 21	1 35	1 58	2 07

股数 $m=4$

β/°	15	20	25	30	35
ι''	1 12	1 23	1 40	1 73	2.45

捻索系数 $\iota''>1$，说明由于载荷需要去平衡接触压力，使多股簧的压缩量减小了一些，亦即多股簧的刚度比 m 个细钢丝弹簧的并联刚度大一些。

2. 多股螺旋弹簧的特性曲线

根据以上的分析，多股螺旋弹簧的特性曲线可分成为刚度大小不同的两个区段，在第二区段由接触压力引起的摩擦阻力的影响，比不考虑摩擦时还要大，其理论特性曲线如图 8－21 (*a*)所示。加载时按 OAB 进行，卸载时按 $BDAO$ 进行。F_K 大约为 F_m 的$\frac{1}{3}\sim\frac{1}{4}$，在 BD 阶段，弹簧的压缩量没有变化，这是由于各股钢丝必须克服它所承受的由接触压力产生的摩擦阻力，才能进行反向扭转所致，一般情况下，P_D/P_B 之值约在 0.95 左右。

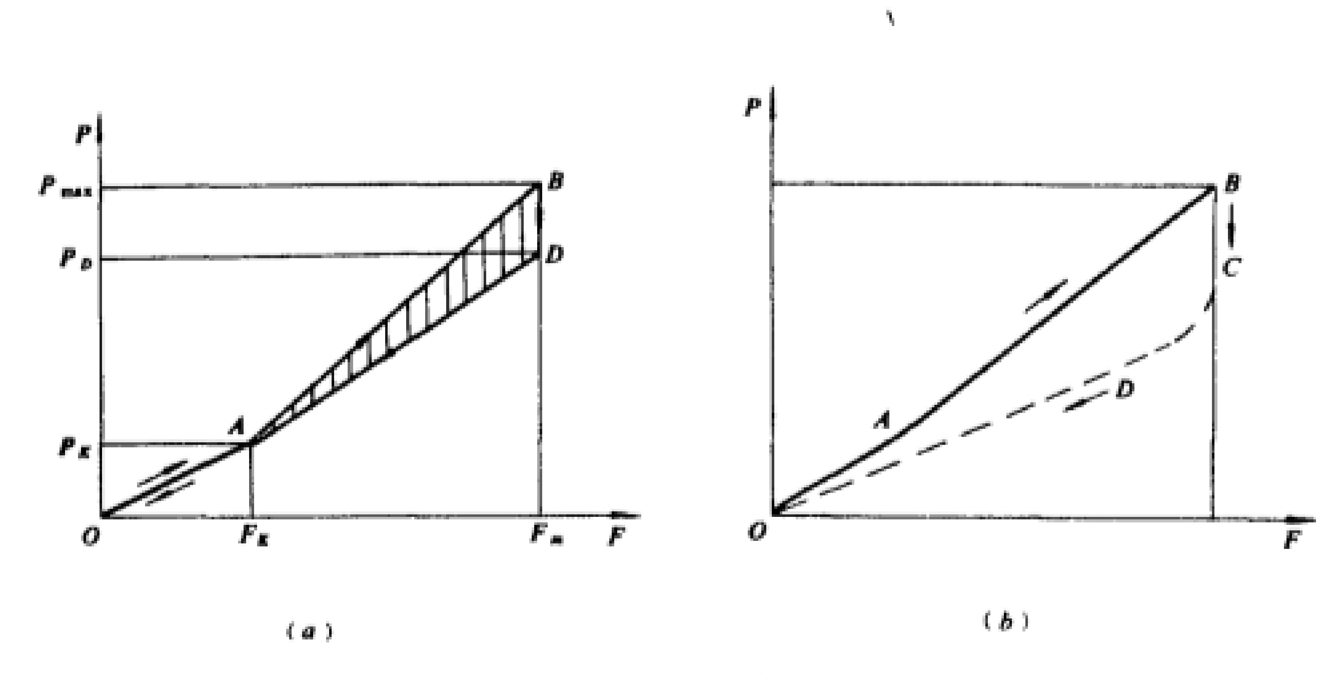


图 8－21　多股圆柱螺旋弹簧的工作特性曲线

(*a*)考虑摩擦时弹簧加载与卸载的理论特性曲线；(*b*)实测的多股螺旋弹簧工作特性曲线

然而在实践中，尽管拧索与绕簧工艺是接连进行的，但由于簧丝的回弹，股丝之间仍有间

隙；加之由于各股钢丝在绕簧时塑性变形的不一致，也可能在自由状态下已有个别相邻股丝发生了接触。这样在测出的特性曲线上转折点不明显，实测的工作特性曲线如图 8－21(b)所示。

此外，在自动武器中的复进簧，都是在预压状态和最大工作载荷之间变形，这一般是特性曲线上股与股接触以后的阶段。因此在实际计算时，可以把特性曲线近似地取为通过坐标原点的直线。

于是，多股螺旋压缩弹簧的刚度 P' 的计算公式可写成

$$P' = \frac{mGd^4 \iota}{8D^3 n} \tag{8-55}$$

式中 G——材料的切变模量，$G=8\times10^4\mathrm{N/mm^2}$；

n——多股螺旋弹簧的有效圈数；

ι——捻索系数。

根据实测结果，建议在设计多股弹簧时，对压缩阶段按下列数值选用捻索系数：[21]

$m=3$ β 在 $15°\sim25°$ 之间取

$$\iota = 1.05 \sim 1.2 \tag{8-56}$$

$m=4$ β 在 $20°\sim30°$ 之间取

$$\iota = 1.1 \sim 1.3 \tag{8-57}$$

二、强度分析及强度条件

1. 钢丝横截面上的应力分析[22]

假设多股弹簧在工作时的最大压缩量为 F_m，利用刚度计算公式(8－55)算出最大载荷 P_m

$$P_m = mGd^4F_m\iota/8D^3n \tag{8-58}$$

式中 ι——捻索系数，根据公式(8－56)或(8－57)取值。

同理，根据前面的分析，可得作用在钢丝横截面上的力矩为

$$M_t = \frac{P_m D}{2m}\cos\beta$$

$$M_b = \frac{P_m D}{2m}\sin\beta$$

它们在钢丝横截面上所形成的应力分别为

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_0}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_z}$$

式中 W_0——抗扭截面模量，且 $W_0=2W_z$；

W_z——抗弯截面模量。

由于弹簧丝实际上是一曲杆，当曲杆承受扭转和弯曲时，中性线并不通过弹簧丝截面的几何中心，从而造成弹簧丝内侧的应力比外侧大。为了更好地保证弹簧的强度，应对 τ_t 和 σ_b 分别乘以曲度系数 K 和 K_1，K 和 K_1 为单股螺旋弹簧的曲度系数（见§8.1 和§8.4）。则钢丝横截面上的扭转应力 τ_n 和弯曲正应力 σ_w 为

$$\tau_n = K\tau_t = K\frac{M_t}{W_0} \tag{8-59}$$

$$\sigma_w = K_1\sigma_b = K_1\frac{M_b}{W_z} \tag{8-60}$$

沿钢丝截面的直径 AB 上，剪切应力和正应力的分布如图 8－22 所示。

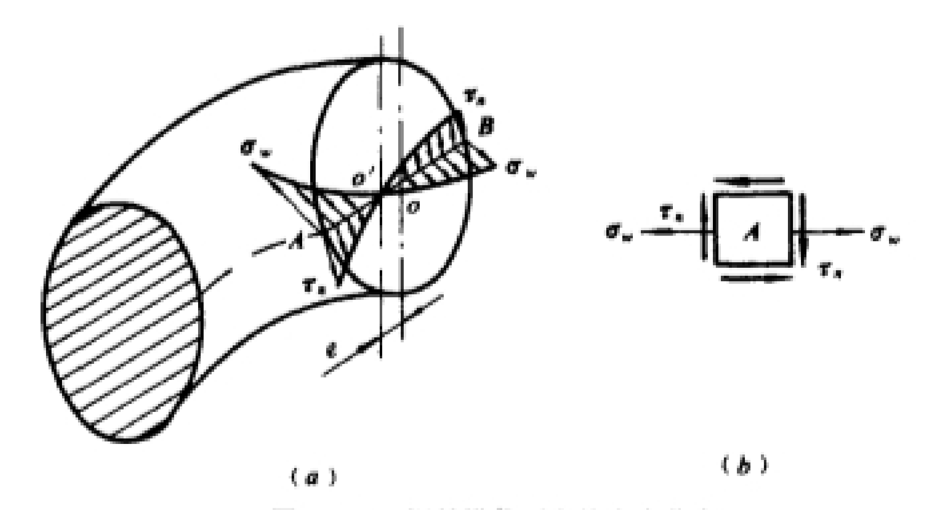


图 8－22　钢丝横截面上的应力分布

(a)正应力与剪切应力；(b)危险点处应力状态

设钢丝由抗拉和抗压强度相等的塑性材料制成，考虑弹簧圈曲度的影响，应校核钢丝内侧 A 点。因为 A 点是二向应力状态，所以应该按强度理论建立强度条件。

在 A 点的主应力为

$$\left.\begin{array}{l}\left.\begin{array}{l}\sigma_1\\ \sigma_3\end{array}\right\}=\dfrac{\sigma_w}{2}\pm\dfrac{1}{2}\sqrt{\sigma_w^2+4\tau_n^2}\\ \sigma_2=0\end{array}\right\}$$

对塑性材料而言，应采用第三或第四强度理论。

按第三强度理论，强度条件为

$$\sigma_1-\sigma_3\leqslant[\sigma]_w$$

即

$$\sqrt{\sigma_w^2+4\tau_n^2}\leqslant[\sigma]_w \tag{8-61}$$

若按第四强度理论，则强度条件为

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2]}\leqslant[\sigma]_w$$

化简后，得

$$\sqrt{\sigma_w^2+3\tau_n^2}\leqslant[\sigma]_w \tag{8-62}$$

式中　$[\sigma]_w$——弯曲许用应力，一般取

$$[\sigma]_w=0.625\sigma_b \tag{8-63}$$

2．接触应力的影响

多股螺旋弹簧在钢索拧紧后，相邻两股钢丝相互挤压而产生接触压力。由于此接触压力在接触点下方产生的最大剪应力，在与接触线切平面侧倾 45°的平面上。对于轴线平行的两钢丝相接触的情况，剪应力 τ_{45° 的最大值的位置，是在离接触表面距离约等于(3/4)a(a——接触面的半宽度)的位置上。

簧丝在高接触压力的作用下，经过多次应力循环后，其工作表面的局部区域受最大剪应力 τ_{max} 的作用产生小片或小块金属剥落，形成麻点或凹坑，磨损加快，最后导致弹簧失效。在进行强度校核时，应注意接触应力的校核。

8.2.3 多股圆柱螺旋压缩弹簧的设计

多股螺旋弹簧各股钢丝截面上的应力状态，是由扭转应力和弯曲应力组成的二向复合应力。由于索拧角 β 之值一般在 15°～30°之间变化，因此由扭转产生的剪切应力占主导地位。复进簧一般要进行强压处理以提高其承载能力，这就要求弹簧在压并状态下，截面上的极限应力 τ_j 必须大于材料的剪切屈服限，才会有强压效果。因此在设计多股螺旋压缩弹簧时，应根据剪切应力来选取钢丝直径，比较合理，方便。

设计多股圆柱螺旋压缩弹簧时，许用剪切应力[τ]之值，可按以下数值选取

对承受动载荷或重要弹簧

$$\left.\begin{array}{l}[\tau]=(0.43\sim0.52)\sigma_b \\ \text{对一般弹簧} \\ [\tau]=(0.57\sim0.62)\sigma_b\end{array}\right\} \qquad (8-64)$$

式中 σ_b——钢丝材料的抗拉强度。

多股圆柱螺旋压缩弹簧的设计步骤如下：

1. 根据给定条件确定弹簧工作载荷 P_2 和刚度 P'

设计复进簧时，给定的条件是弹簧的工作行程 λ 和在此行程上压缩弹簧必须储存的能量 E。首先根据与弹簧活动端联接在一起的活动机件质量，适当选择预压力 P_1；然后算出弹簧的最大工作载荷 P_2 和应具有的弹簧刚度 P'

$$P_2=\frac{2E}{\lambda}-P_1$$

$$P'=\frac{P_2-P_1}{\lambda}$$

$$F_1=\frac{P_1}{P'}=\frac{P_1\lambda}{P_2-P_1}$$

$$F_2=F_1+\lambda$$

2. 选取材料许用应力[τ]之值

先由结构要求先择钢索股数（$m=3$ 或 $m=4$），根据预留的弹簧安装位置确定弹簧中径 D 的尺寸。参考同类结构，先估计出钢丝直径 d 的粗略值，即在 800～1200N/mm² 范围内选取适当的许用应力[τ]，然后利用单股螺旋弹簧 m 股并联的强度公式，估算出钢丝直径 d 的近似值。

$$d\approx\sqrt[3]{\frac{P_2D}{0.392[\tau]m}}$$

根据近似值径 d 在钢丝材料标准(GB 4357－89，GB 4358－84)中查出直径为 d 的钢丝抗拉强度 σ_b，再按弹簧组别根据公式(8－64)算出许用应力[τ]的确切值。

3. 计算弹簧钢丝直径 d

首先选择钢索索距 t_c 之值（整数 mm）比值 t_c/d 应在下列数值之间

$$m=3 \qquad t_c/d=8\sim14$$

$$m=4 \qquad t_c/d=8\sim12$$

并由表 8－7 查出索拧角 β 之值（非整数时用内插法求）。根据 β 值由公式(8－56)或(8－57)中

找出捻索系数 ι 之值。

然后利用公式

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{8P_2D\cos\beta}{\pi[\tau]m\iota}} \tag{8-65}$$

核算出钢丝直径 d，此数值应符合国家标准(GB 4357－89，GB 4358－84)的规定。

4. 计算钢索直径和弹簧结构尺寸

根据所确定的钢丝直径 d，如果与原估算的近似值不同，要重新计算 t_c/d 之值，并由表 8－7 按 d_c/d 之值计算钢索直径 d_c

$$m=3 \qquad d_c=(2.16\sim2.19)d$$

$$m=4 \qquad d_c=(2.47\sim2.54)d$$

考虑到股与股之间有间隙，钢索直径 d_c(mm)应取略大于计算结果的小数一位数值。

由 d_c 计算出弹簧的内径和外径尺寸

内径： $D_1=D-d_c$

外径： $D_2=D+d_c$

5. 确定弹簧的有效圈数 n

利用弹簧的刚度公式(8－55)计算有效圈数 n

$$n=\frac{Gd^4m\iota}{8D^3P'} \tag{8-66}$$

有效圈数 n 应取整数或带 0.5 的数值。

总圈数 n_1(增加支承圈 1～2 圈)为

$$n_1=n+(1,1.5\text{ 或 }2)$$

对直径较大的弹簧多增加一些支承圈，两端可各并拢一圈，还要规定并拢后钢丝两端头部与相邻簧圈的间隙 δ_1。对直径较小的弹簧，两端可不增加支承圈，也不并拢。

多股簧两端为避免簧丝松散而影响弹簧寿命，可以采用铜焊或气焊的方式焊接簧头。用铜焊时，焊接部位长度应小于 3 倍索径(最长不应大于 10mm)，加热长度应小于 1 个簧圈。焊后应打磨平滑。用气焊时，焊接部位应低温回火。不焊簧头的弹簧，端头钢索不应有明显的松散。端头应去毛刺或倒棱。

6. 确定弹簧节距 t 和螺旋角 α 之值

根据已确定的工作压缩量 F_2，可以得到

$$t=d_c+\delta_0+F_2/n$$

式中 δ_0——弹簧在工作载荷 P_2 下的余隙。

$$\delta_0\approx(0.3\sim1.0)\text{mm}$$

弹簧的螺旋角 α 按下述公式计算，即

$$\alpha=\operatorname{arctg}\frac{t}{\pi D}$$

7. 弹簧长度的计算

弹簧长度按以下公式进行计算

自由长度

$$H_0=nt+(n_1+1-n)d_c+2\delta_1$$

装配长度

$$H_1 = H_0 - F_1$$

工作长度

$$H_2 = H_0 - F_2$$

压并长度

$$H_3 = (n_1 + 1)d_c$$

8. 计算弹簧刚度和弹簧力的实际值

根据所确定的结构尺寸 d、D、n 之值重新计算弹簧的实际刚度 P'

$$P' = \frac{Gd^4 mi}{8D^3 n}$$

按照有关国标的规定确定弹簧的内径或外径、自由高度、有效圈数和总圈数的公差。

若所得的实际弹簧力不符合要求，可调整预压量 F_1 和弹簧各参数的公差。

9. 计算压并应力 τ_b

压并应力 τ_b（或称极限应力 τ_j）的计算公式为

$$\tau_b = \tau_j = \frac{8P'(H_0 - H_3)D\cos\beta}{\pi d^3 mi} \tag{8-67}$$

10. 计算钢索钢丝长度及弹簧质量

钢索（弹簧）展开总长度 L_0

$$L_0 = \frac{\pi D n_1}{\cos\alpha}$$

一股钢丝展开长度 L_1

$$L_1 = \frac{\pi D n_1}{\cos\alpha\cos\beta}$$

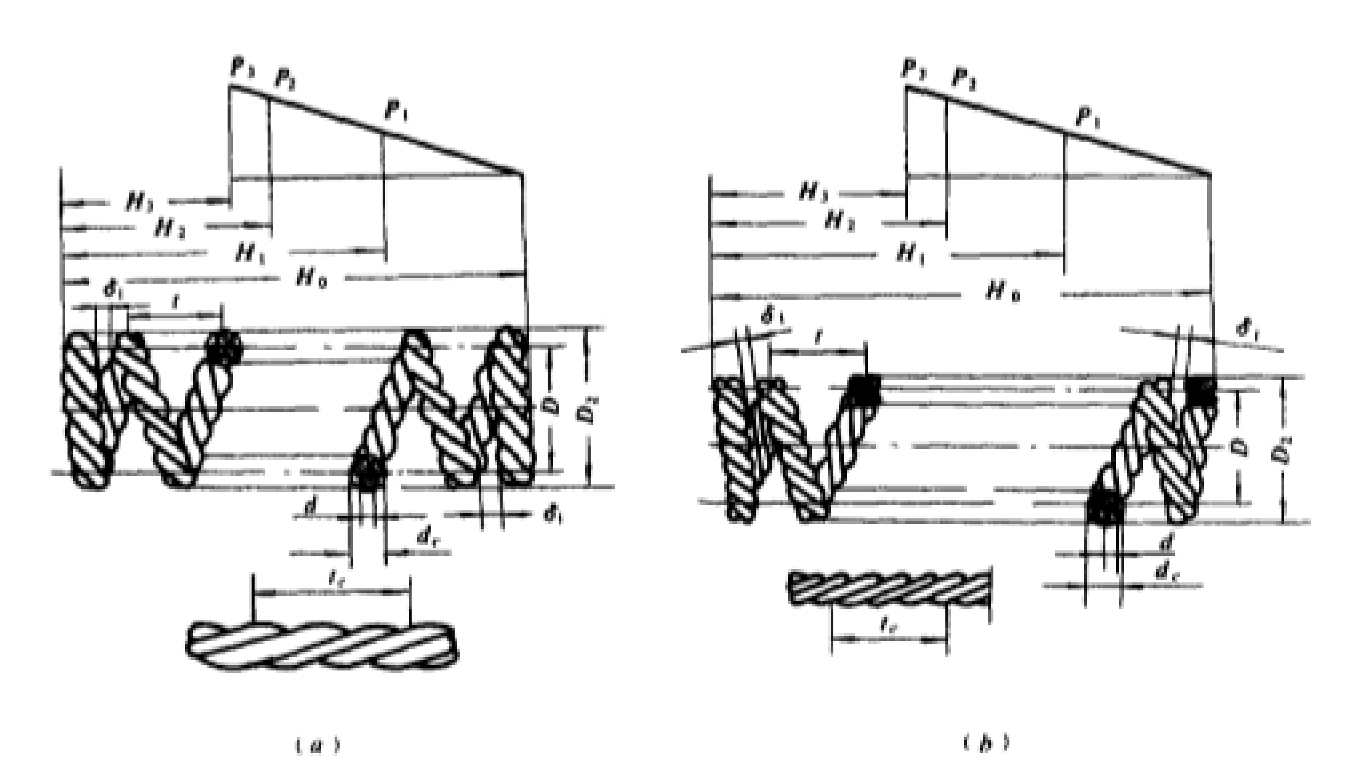


图 8－23 多股圆柱螺旋压缩弹簧图

$(a)m=3$；$(b)m=4$

弹簧质量 M

$$M = mL_1\gamma \frac{\pi d^2}{4} \qquad (L_1, d \text{ 单位取 cm})$$

式中 γ——钢丝材料的密度，$\gamma=7.8g/cm^3$。

11. 绘制弹簧产品图

绘出多股圆柱螺旋弹簧产品图。弹簧和钢索投影图，弹簧特性曲线如图 8－23(a)($m=3$)和图 8－23(b)($m=4$)所示。

§8.3 棱柱螺旋弹簧

8.3.1 棱柱螺旋弹簧的用途和结构特点

一、棱柱螺旋弹簧的用途

棱柱螺旋弹簧(又称非圆形弹簧圈螺旋弹簧)一般是用圆形截面的弹簧钢丝，用缠绕在外形为所需要的棱柱体心棒上而制成，这种弹簧一般是在压力载荷下工作。

在自动武器中，棱柱螺旋弹簧一般是在各种形状的弹匣中作托弹簧之用。它的最大优点是可以按照不同弹匣所具有横截面的多种形状来选择合适的弹簧圈的形状，这样可使弹匣中的枪弹在运动时所受的力比较均匀，而且能够充分利用弹匣内部的空间。其形状如图 8－24 所示。

二、棱柱螺旋弹簧的结构特点

棱柱螺旋弹簧簧圈的形状是随所配弹匣的不同外形而异，其弹簧圈在水平面上的投影形状，目前托弹簧用的最多的有以下两种。

1. 矩形轮廓弹簧

矩形轮廓弹簧簧圈的各段簧丝为直线，各直线段间均以圆角 γ 相连，且各簧丝在水平面上的投影也均为平行于弹簧轮廓对称轴的直线段，如图 8－25(a)所示。

P_1 P_2 H_2 H_1 H_0

图 8－24 棱柱螺旋弹簧

2. 扁圆形轮廓弹簧

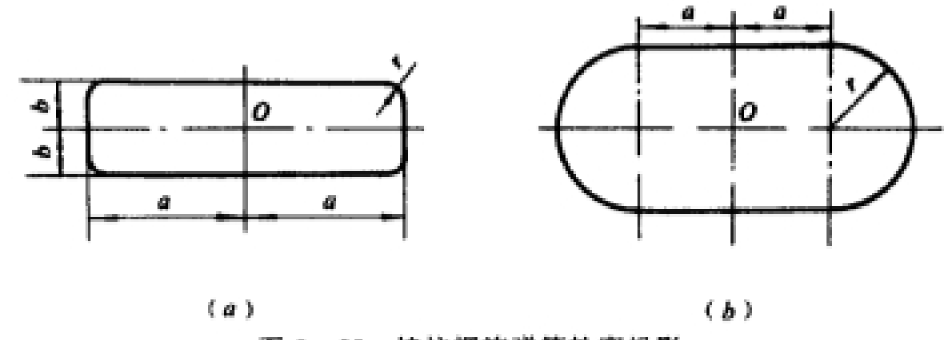
扁圆形轮廓弹簧簧圈的各段簧丝中，除有两段簧丝为直线外，还有两段簧丝在水平面上的投影各为一半圆弧，如图 8－25(b)所示。

8.3.2 棱柱螺旋弹簧的受力分析及计算公式

一、弹簧丝的受力分析

棱柱螺旋弹簧的轮廓曲线是由圆弧部分和直线部分组成，由于圆弧部分的曲率半径 r 与弹簧丝直径 d 之比一般比较大，也就是 $r/d>5$，这样可以把它看做是小曲率的曲杆。在计算曲杆变形时，可以不考虑中性线的移位，也就是近似地认为中性线仍在簧丝轴线位置上。

在推导棱柱螺旋弹簧的有关计算式时，一般先作以下几点假设。



(a) (b)

图 8－25 棱柱螺旋弹簧轮廓投影

(a)矩形轮廓弹簧；(b)扁圆形轮廓弹簧

(1) 只考虑力矩的作用，而略去正压力和切向力的作用；

(2) 不考虑中性线的移位，认为中性线仍在簧丝轴线位置上，可以利用莫尔积分来计算棱柱螺旋弹簧的变位；

(3) 认为沿弹簧丝抽线各点的切线与水平面均成 α 角。

根据上述三点假设，对棱柱螺旋弹簧进行受力分析并建立有关的计算式。

为此，在棱柱螺旋弹簧簧丝中取垂直于簧丝轴线中心为 A 的截面，然后去掉截面 A 右上的弹簧部分，代之以加于弹簧轴线的载荷 $\vec{P}$，如图 8－26 所示。此力 $\vec{P}$ 对截面 A 的作用归结为一个力矩 $\vec{M}$，向量 $\vec{M}$ 的方向垂直于直线 $\overline{OA}$ 与力 $\vec{P}$ 所确定的平面，此平面是铅垂的，因此 $\vec{M}$ 的方向是水平的。

$$\vec{M} = \vec{P} \times \vec{OA}$$

棱柱螺旋弹簧簧丝截面中心 A 的三个主要方向为：$\vec{n}$(主法线)，$\vec{b}$(次法线)，$\vec{t}$(簧丝轴线的切线)。$\vec{OA}$ 的长度为 R，$\vec{OA}$ 与切线方向 $\vec{t}$ 所构成的角为 δ。当截面改变时，R 和 δ 也随着改变。

力矩 $\vec{M}$ 在截面 A 处沿三个主要方向的分量为：

$$\begin{cases} \vec{M}_n = -M_n\vec{n} \\ \vec{M}_b = M_b\vec{b} \\ \vec{M}_t = -M_t\vec{t} \end{cases}$$

各分量的大小为

$$\left.\begin{aligned} M_n &= PR\cos\delta \\ M_b &= PR\sin\delta\sin\alpha \\ M_t &= PR\sin\delta\cos\alpha \end{aligned}\right\} \tag{8-68}$$

棱柱螺旋弹簧簧丝截面所承受的力矩为

扭矩 $M_N = M_t$

弯矩 $M_W = \sqrt{M_n^2 + M_b^2}$

在计算变形时可以不考虑切向力的影响。

二、棱柱螺旋弹簧的压缩量计算公式

各种棱柱螺旋弹簧的轴线均包括有曲线部分，计算它变形的最简便方法是采用莫尔积分[29]，其近似计算公式可表示为

$$F = \sum \int_L \frac{MM_0}{EJ} ds \tag{8-69}$$

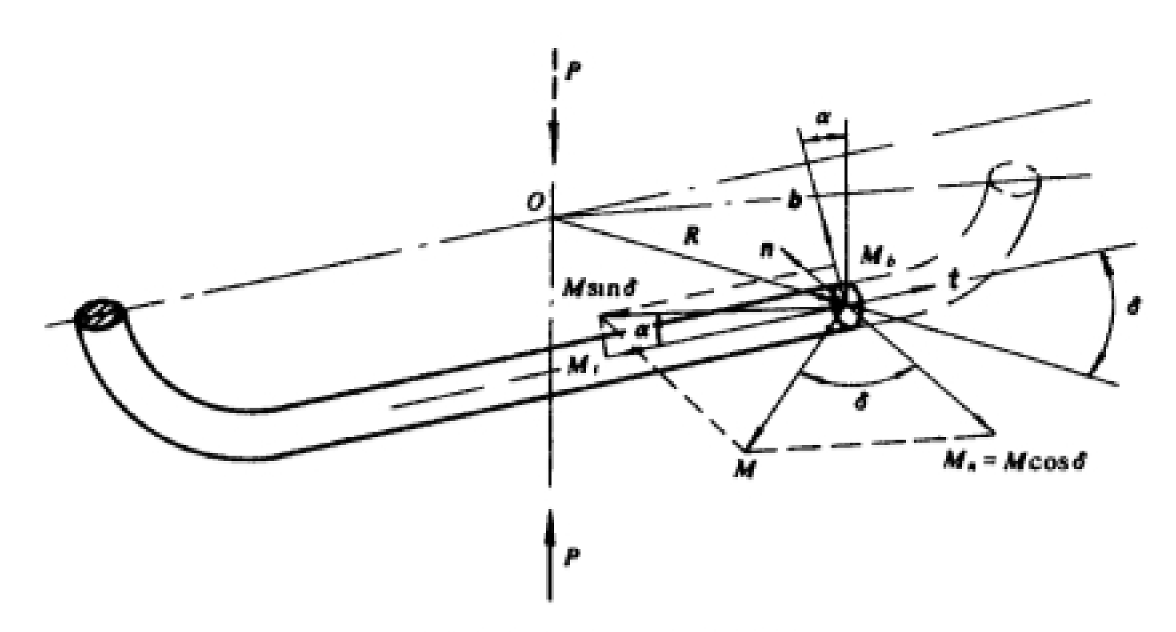


图 8－26　棱柱螺旋弹簧簧丝的受力状态

式中　F——棱柱螺旋弹簧的压缩量（沿作用力 P 方向上的变形）；

M——簧丝曲杆在任一截面上所承受的外力矩；

M_0——在计算簧丝变位的任一部位上加上单位力时，簧丝曲杆的任一截面上所承受的力矩；

E——簧丝材料的弹性模量；

J——簧丝截面的惯性矩；

L——弹簧丝曲杆的全长；

ds——沿弹簧丝轴线的单元长度。

根据棱柱弹簧各部分的不同形状，可以分段应用莫尔积分进行计算。由上式可得棱柱螺旋弹簧压缩量的计算公式如下

$$F = \int_L \frac{M_n M_{n0} ds}{E J_n} + \int_L \frac{M_b M_{b0} ds}{E J_b} + \int_L \frac{M_t M_{t0} ds}{G J_0} \tag{8-70}$$

式中　M_n, M_b, M_t——力矩 $\vec{M}$ 在 $\vec{n}$、$\vec{b}$、$\vec{t}$ 三个方向上的分量的大小；

M_{n0}、M_{b0}、M_{t0}——单位力矩 $\vec{M}_0$ 在 $\vec{n}$、$\vec{b}$、$\vec{t}$ 三个方向上的分量的大小；

J_n、J_b、J_0——簧丝截面的惯性矩和极惯性矩，设圆形截面弹簧丝的直径为 d 则

$$J_n = J_b = \frac{\pi d^4}{64};\ J_0 = \frac{\pi d^4}{32}$$

L——弹簧丝全长，设 l 为轮廓曲线一圈的长度和 n 为圈数，则

$$L = \frac{nl}{\cos\alpha}$$

将上述各值代入公式（8－70）中，即可得

$$F = \left[\frac{32P\cos^2\alpha}{G\pi d^4} + \frac{64P\sin^2\alpha}{E\pi d^4}\right]\int_D^L R^2 \sin^2\delta ds + \frac{64P}{E\pi d^4}\int_0^L R^2\cos^2\delta ds \tag{8-71}$$

在实际的计算中，必须根据弹簧丝的轮廓，首先找出 R、δ 的变化规律，然后进行积分，才可得到相应地棱柱螺旋弹簧压缩量的计算公式。

1．矩形轮廓弹簧的压缩量计算公式[28]

矩形轮廓弹簧的各段簧丝为直线，且簧丝在水平面内的投影也均为平行于弹簧轮廓对称轴的直线型线段。如图 8－27 所示。

图中轮廓的尺寸数据为 a、b。取 x 和 y 为变数，则在 a 段簧丝上有

$$R\cos\delta = x \qquad x \text{ 由 0 变到 } a$$

$$R\sin\delta = b$$

$$s = x/\cos\alpha \qquad ds = dx/\cos\alpha$$

在 b 段弹簧丝上有

$$R\cos\delta = y \quad y \text{ 由 0 变到 } b$$

$$R\sin\delta = a$$

$$s = y/\cos\alpha \quad ds = dy/\cos\alpha$$

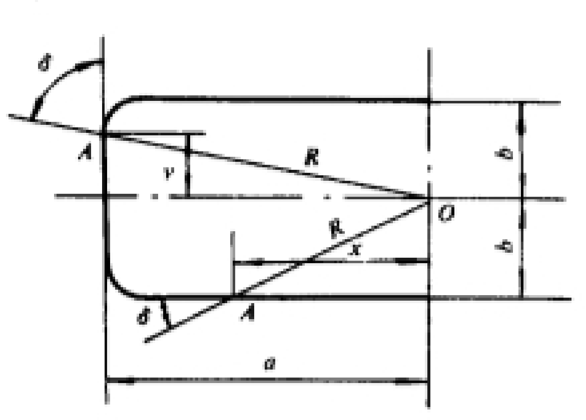


图 8－27　水平投影为平行于弹簧轮廓对称轴的直线段

将上述各式代入(8－71)式并分段积分之，由于 α 一般均很小，可近似取 $\alpha\approx0$，则 $\sin\alpha=0$，$\cos\alpha=1$，即可得矩形轮廓弹簧的压缩量计算公式

$$F = \frac{Pn}{d^4}N \qquad (8-72)$$

式中　F——棱柱螺旋弹簧的压缩量；

P——棱柱螺旋弹簧的载荷；

n——棱柱螺旋弹簧的有效圈数；

d——棱柱螺旋弹簧的钢丝直径；

N——棱柱螺旋弹簧的压缩量计算系数。

$$N = \frac{256}{3\pi E}(a^3 + b^3) + \frac{128}{\pi G}(a + b)ab \qquad (8-73)$$

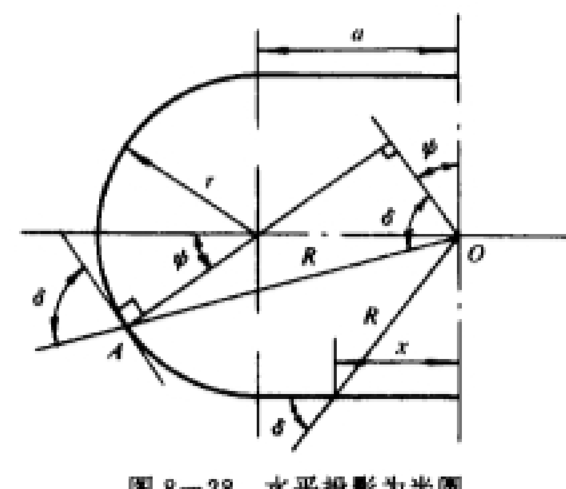


图 8－28　水平投影为半圆

2. 扁圆形轮廓弹簧的压缩量计算公式

扁圆形轮廓弹簧的各段簧丝在水平面内的投影，如图 8－28 所示。

弹簧圈轮廓的尺寸数据为 a 及 r。取 x 及 ψ 为变数，在圆弧段弹簧丝上有

$$R\cos\delta = a\sin\psi \qquad \psi \text{ 由 0 变到 } \pi/2$$

$$R\sin\delta = r + a\cos\psi$$

$$s = l/\cos\alpha = r\psi/\cos\alpha$$

$$ds = r d\psi/\cos\alpha$$

式中　l——s 长的圆弧段弹簧丝在水平面上的投影长。

其他均参照前面的处理方法，将上述各式代入(8－71)式的积分式中，则可得扁圆形轮廓弹簧的压缩量计算系数 N 为

$$N = \frac{64}{3\pi E}(4a^3 + 3a^2r\pi) + \frac{32}{\pi G}(12ar^2 + 2r^3\pi + a^2r\pi) \qquad (8-74)$$

三、棱柱螺旋弹簧的强度条件

在棱柱螺旋弹簧中，弹簧丝中距弹簧圈中心最远的截面上的应力为最大，此截面即为危险截面。

1. 受力状态

以扁圆形轮廓弹簧为例，截取弹簧圈上部为研究对象，去掉截面 A 以下的簧圈，并在截面上代之以力，如图 8－29(a)所示。

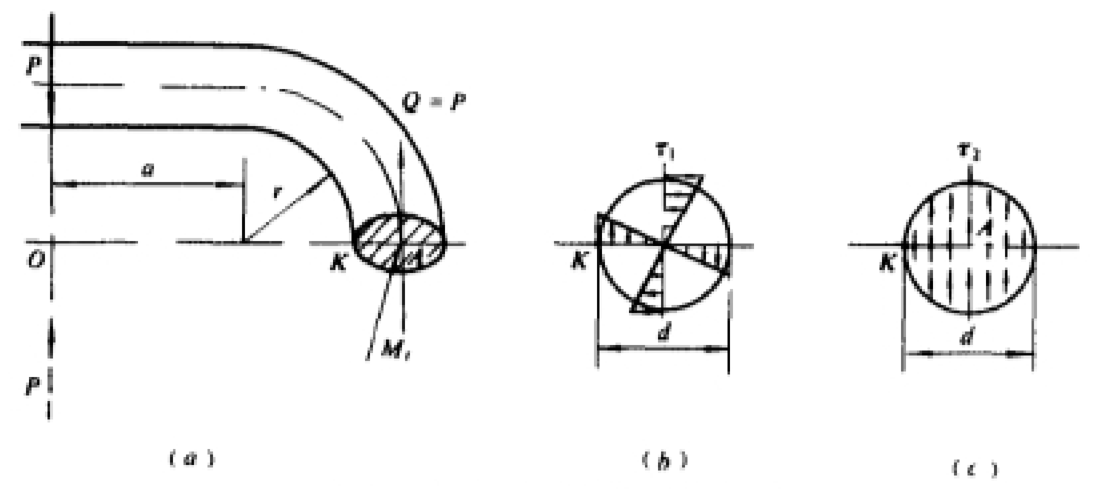


图 8－29　扁圆形弹簧丝截面受力情况

(a)截面受力图；(b)剪切应力 τ_1 的分布；(c)剪切应力 τ_2 的分布

图中截面 A 上受到一个扭矩 M_t 和一个切向力 Q，根据图 8－29(a)，由力的平衡条件可得

扭　矩　　$\vec{M_t}=\vec{P}\times\vec{OA}$

切向力　　$Q=P$

对簧丝为圆形截面的弹簧来说，由扭矩 M_t 产生的剪切应力 τ_1 是按比例自圆心分布在任意一半径上，最大剪切应力在半径的末端，其分布状况如图 8－29(b)所示。其值为

$$\tau_{1\max}=\frac{M_{t\max}}{W_0}=\frac{16P_{\max}}{\pi d^3}L_b$$

式中　W_0——抗扭截面模量，对实心圆形截面

$$W_0=\pi d^3/16$$

d——弹簧丝直径；

L_b——棱柱螺旋弹簧的力臂，这里

$$L_b=a+r$$

由切向力 Q 产生的剪切应力为 τ_2。这里设 τ_2 在簧丝横截面上为均匀分布，其分布状况如图 8－29(c)所示。其值为

$$\tau_{2\max}=\frac{Q}{S}=\frac{4P_{\max}}{\pi d^2}$$

式中　S——弹簧丝横截面面积，对圆形截面

$$S=\pi d^2/4$$

在弹簧丝横截面 A 的内侧点 K 处，其剪切应力 τ_1 和 τ_2 的方向是一致的，此点是危险点。总剪切应力的最大值为 $\tau_{1\max}$与 $\tau_{2\max}$之和。

$$\tau_{\max}=\frac{16P_{\max}L_b}{\pi d^3}\left[1+\frac{d}{4L_b}\right]\tag{8-75}$$

2. 强度条件

在公式(8－75)的最大剪切应力 $\tau_{\max}$的表达式中，括号内的第二项代表切向力的影响。一般情况下，由于 $4L_b=4(a+r)\gg d$，$d/[4(a+r)]$与 1 相比，显然可以略去，即等于不考虑切向

力的影响，而只考虑扭矩的作用。

因此，其强度条件可近似的取为

$$\tau_{max}=\tau_2\approx\frac{16P_2}{\pi d^3}L_b\leqslant[\tau] \qquad (8-76)$$

式中 P_2——棱柱螺旋弹簧的工作载荷；

$[\tau]$——簧丝材料的许用剪切应力。

其他几种形状的棱柱螺旋弹簧，其强度条件可以此类推。

目前用的最多的两种典型棱柱螺旋弹簧，根据弹簧簧圈形状的不同，其压缩量计算系数 N 和力臂 L_b 的计算公式见表 8－12。

表 8－12　棱柱螺旋压缩弹簧计算公式表

弹簧圈形状	一个簧圈的周长 l	压缩量计算系数 N	力臂长 L_b
矩形	$l=4(a+b)$	$N=\frac{256}{3\pi E}(a^3+b^3)+\frac{128}{\pi G}(a+b)ab$	$L_b\approx\sqrt{a^2+b^2}-r(\sqrt{2}-1)$
扁圆形	$l=2(\pi r+2a)$	$N=\frac{64}{3\pi E}(4a^3+3a^2r\pi)+\frac{32}{\pi G}(12ar^2+2r^3\pi+a^2r\pi)$	$L_b=a+r$

8.3.3　棱柱螺旋弹簧的设计

用于自动武器中各种形状弹匣里作托弹簧的棱柱螺旋弹簧，一般按如下步骤进行设计：

(1) 确定托弹簧的轮廓形状、结构尺寸和工作行程 λ。

(2) 确定预压力 P_1 和工作载荷 P_2。

计算 P_1 和 P_2 的出发点是要保证供弹及时性，其值大小可用如下方法加以确定。

当弹匣结构基本确定并初步估算了时间 Δt_j 之后，可得供弹力的不等式为

$$P\geqslant\frac{8M\cdot\Delta h}{\Delta t_j^2}$$

式中 Δt_j——枪机离开枪弹底部后退到位再复进到开始推弹的时间；

M——弹匣内枪弹总质量，托弹板质量以及 1/3 棱柱弹簧质量之和；

Δh——每供一发弹时，枪弹移动的距离。

设在$(1/2)\Delta t_j$时间内完成供最后一发枪弹时所必须至少有的弹簧力为 P_{t1}，则

$$P_1\geqslant P_{t1}=8M_1\Delta h/\Delta t_j^2 \qquad (8-77)$$

式中 M_1——为一发枪弹与托弹板的质量及 1/3 棱柱弹簧质量之和。

若在$(1/2)\Delta t_j$时间内完成供满仓 m 发枪弹时所必须至少有的弹簧力为 P_{t2}，则

$$P_2\geqslant P_{t2}=8M_m\Delta h/\Delta t_j^2 \qquad (8-78)$$

式中 M_m——为 m 发枪弹与托弹板的质量及 1/3 棱柱弹簧质量之和。

根据对托弹簧的设计要求，弹簧预压量 F_1 与工作行程 λ 的关系一般为 $F_1=(1\sim2)\lambda$，或 $F_1=0.67\lambda$。当选用 $F_1=0.67\lambda$ 时(参看 § 8.1 圆柱螺旋压缩弹簧中“弹簧的优化设计”，即 $P_2/P_1=2.5$)，所得到的弹簧结构刚度大，圈数少，装配尺寸小。

为了满足不等式(8－77)和(8－78)，取 $F_1=k\lambda$，可采用图解的方法(如图 8－30 所示)来

选择供弹簧力 P_1 和 P_2。

若为图 8－30(*a*)所示情况，则得到

$$\begin{cases} P_1 = P_{t1} \\ P_2 = \dfrac{k+1}{k} P_1 \end{cases}$$

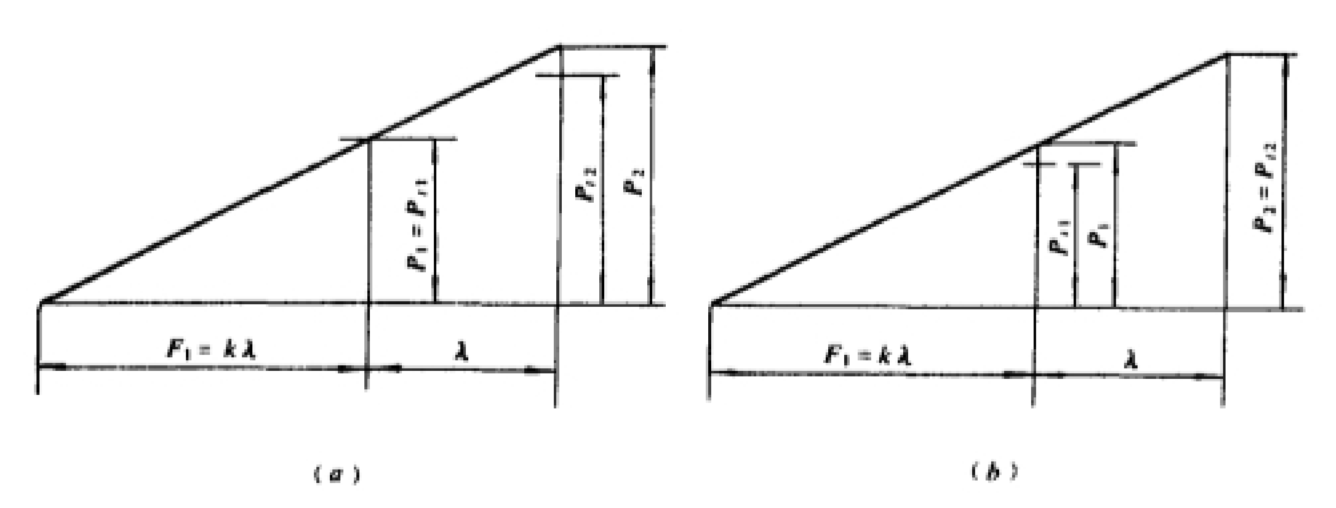


图 8－30 P_1 和 P_2 的图解确定

(*a*)$P_1=P_{t1}$时；(*b*)$P_2=P_{t2}$时

若为图 8－30(*b*)所示情况，则可得

$$P_2 = P_{t2}$$

$$P_1 = \frac{k}{k+1} P_2$$

(3) 棱柱螺旋弹簧轮廓形状的选择。弹簧圈的轮廓形状可结合弹匣体外形而确定，但应注意：

无论采用那种形状的簧圈，对于弹簧圈中两直线段相交处的圆弧半径 r，选择均要合适，设弹簧钢丝直径为 d，一般应取弹簧旋绕比 $C=2r/d>4$ 即 $r>2d$，最好不要选用 $C<4$ 的圆弧半径，以防该处曲率太大而影响簧丝强度。在结构允许的情况下，C 选大些为好。

(4) 计算弹簧丝的直径 d。制造棱柱螺旋弹簧的材料与制造圆柱螺旋弹簧的材料相同。根据式(8－76)可得

$$d = \sqrt[3]{\frac{16P_2}{\pi[\tau]} L_b} \tag{8-79}$$

式中 $[\tau]$——钢丝材料的许用剪切应力，一般可取$[\tau]=(0.45\sim0.55)\sigma_b$；

σ_b——钢丝材料的抗拉强度。

由上述公式计算得到的弹簧丝直径 d，应向偏大的规格取为标准值。

(5) 计算弹簧的圈数 n。根据式(8－72)可得

$$n = \frac{F_2 d^4}{P_2 N} \tag{8-80}$$

弹簧两端应有 1～2 圈作为支承用而不参加工作的簧圈，所以总圈数 n_1 为

$$n_1 = n + (1\sim2) \tag{8-81}$$

(6) 计算弹簧的高度。自由高度 H_0 为

$$H_0 = (n_1+1)d + n\delta_0 + F_2 \tag{8-82}$$

式中 δ_0——弹簧圈与圈之间的余隙。

弹簧在承受最大工作载荷 P_2 时，为避免弹簧圈之间摩擦，根据经验其余隙 δ_0 可取

$$\delta_0 = \frac{F_2}{6n} \sim \frac{F_2}{4n} \tag{8-83}$$

在自动武器中，为使结构紧凑，余隙可取小些，一般取 $\delta_0 = 0.5 \sim 1\text{mm}$。

在弹匣内的装配高度 H_1 为

$$H_1 = (n_1 + 1)d + \lambda + n\delta_0 \tag{8-84}$$

在工作载荷 P_2 下的弹簧高度 H_2 为

$$H_2 = (n_1 + 1)d + n\delta_0 \tag{8-85}$$

(7) 弹簧的节距 t

$$t = \frac{H_0 - (n_1 - n + 1)d}{n} \tag{8-86}$$

(8) 弹簧的螺旋升角 α

$$\alpha = \text{arctg}\,\frac{t}{l} \tag{8-87}$$

式中 l——一个弹簧圈的周长，不同形状簧圈的棱柱螺旋弹簧，其 l 的计算公式见表 8—12。

(9) 弹簧丝的展开总长度 L_0

$$L_0 = \frac{l\, n_1}{\cos\alpha} \tag{8-88}$$

(10) 绘制托弹簧的零件图，确定其技术条件等。

§8.4 圆柱螺旋扭转弹簧

8.4.1 圆柱螺旋扭转弹簧结构特点与特性曲线

一、圆柱螺旋扭转弹簧的用途

在自动武器中，圆柱螺旋扭转弹簧主要用于给回转零件做转动时提供能量，或借助弹簧力的作用保持回转零件的位置。例如：发射机构中回转式击锤的击锤簧；供弹机构中的阻弹齿簧、拨弹齿簧、机匣盖簧，螺旋弹鼓的弹鼓簧；其他各机构中的各种限制器用簧等。

二、圆柱螺旋扭转弹簧的结构特点

圆柱螺旋扭转弹簧一般只承受扭矩 M 的作用。它在绕制与工作时均受到弯曲。应该注意的是，加载时应使其载荷方向与绕制方向一致。扭簧的投影图和特性曲线有两种表示方法：既可以极坐标形式表示（如图 8—31）；又可用直角坐标方法表示（如图 8—32）。

图中 φ_1——扭转弹簧的预扭角；

φ_2——扭转弹簧的工作扭转角；

φ_3——结构容许条件下的最大扭转角；

M_1——扭转弹簧在预转状态下的力矩；

M_2——扭转弹簧在工作状态下的力矩；

M_3——扭转角等于 φ_3 时的力矩；

H_0——弹簧无载荷时的自由高度；

φ_0——弹簧无载荷时两支臂的夹角；

L_1、L_2——扭转弹簧两支臂的长度。

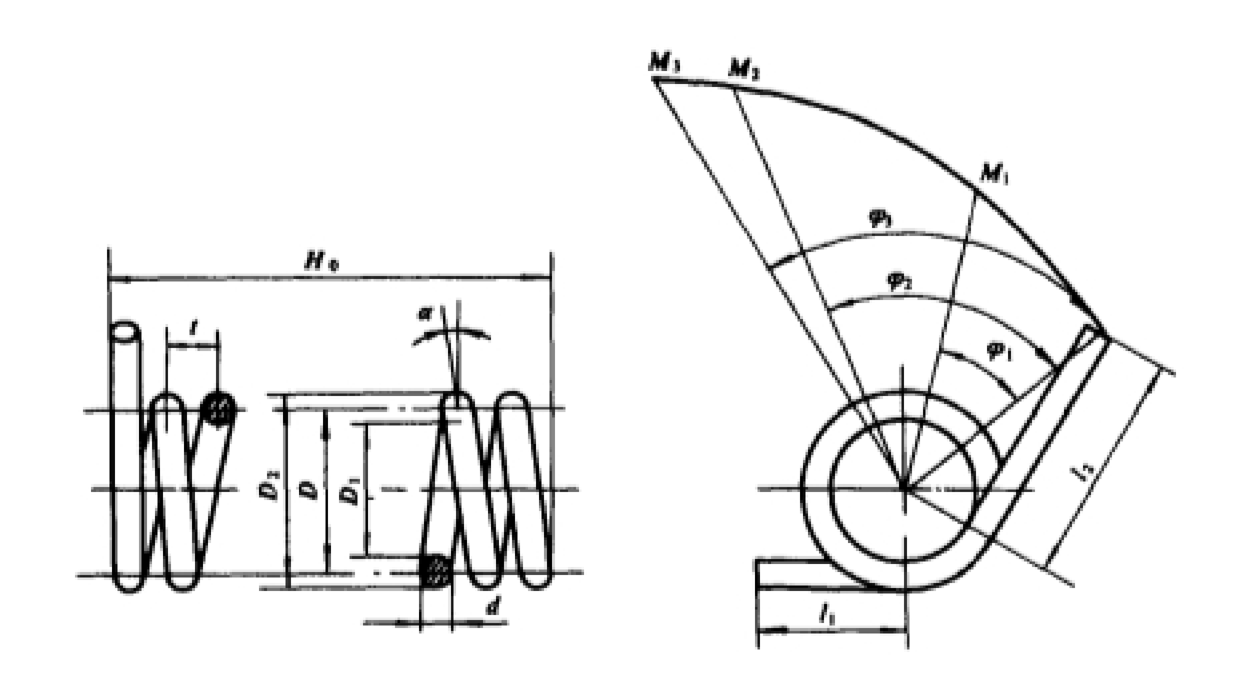


图 8－31　圆柱螺旋扭转弹簧投影图和以极坐标表示的特性曲线

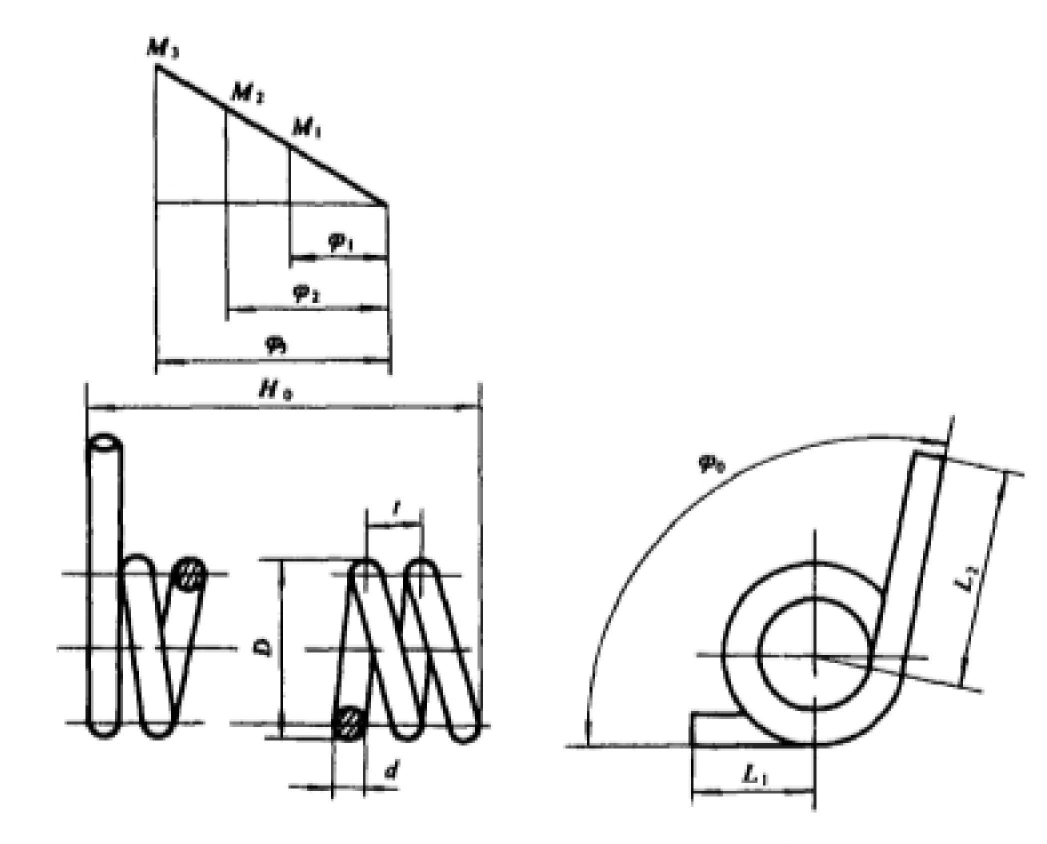


图 8－32　圆柱螺旋扭转弹簧投影图和以直角坐标表示的特性曲线

结构容许条件下的最大扭转角 φ_3，对不经强扭处理的弹簧 $\varphi_3 \leqslant \varphi_s$（$\varphi_s$ 为簧丝应力达到屈服极限 σ_s 时对应的扭转角）；对经强扭处理的弹簧 $\varphi_3 \leqslant \varphi_j$（$\varphi_j$ 簧丝应力达到强扭处理时对应的扭转角）。

圆柱螺旋扭转弹簧还可以分为无间距的和有间距的两种。无间距弹簧因圈与圈之间并紧接触，摩擦力将影响工作特性曲线，但因制造容易，得到广泛使用。有间距的扭转弹簧一般用于精度要求高的场合，其圈间的间距 δ 一般取为：$\delta \approx 0.5$mm。

扭转弹簧的端部结构型式很多，可以根据不同的安装方法和使用条件进行选用。

圆柱螺旋扭转弹簧一般用冷拉弹簧钢丝进行冷卷而成。成形后一般要进行低温去应力回火，消除冷加工成形时所产生的内应力，稳定弹簧尺寸。扭转弹簧在自由状态下两支臂应呈一定夹角 φ_0。

自动武器中所使用的圆柱螺旋扭转弹簧一般均要进行强扭处理。

8.4.2 圆柱螺旋扭转弹簧的计算公式

一、扭转弹簧的强度条件和刚度计算

1. 扭转弹簧的强度条件

当螺旋扭转弹簧承受力矩 M 时，力矩在垂直弹簧丝轴线的截面上的作用可分解为一弯矩和一扭矩，如图 8－33(*a*)所示。

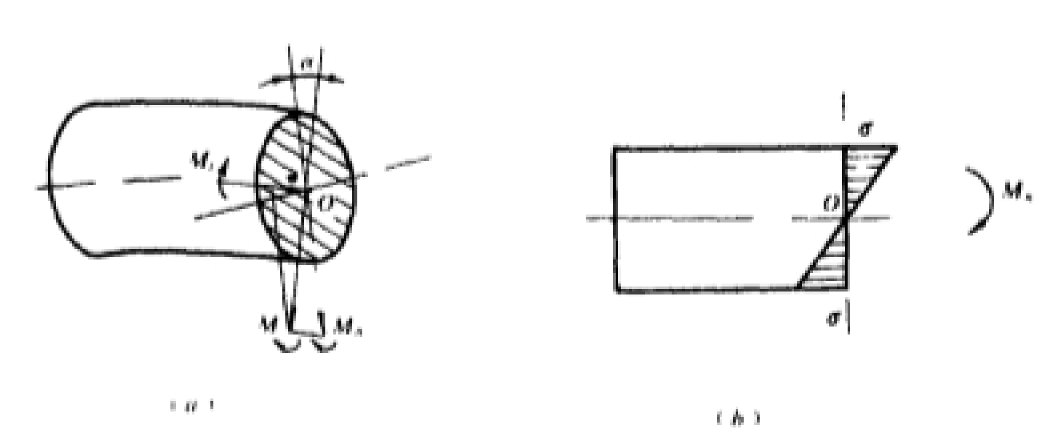


图 8－33 簧丝截面上的受力情况

(*a*)簧丝截面上的作用力矩；(*b*)直杆弯曲时的应力

弯矩 $M_b = M\cos\alpha$

扭矩 $M_n = M\sin\alpha$

由于扭转弹簧的螺旋角 α 比较小，可以取 $\alpha \approx 0$，所以在分析应力时，可以不考虑扭矩的作用，而只考虑弯矩的作用，并且用 M 代替 $M\cos\alpha$。这样，扭转弹簧受力时截面上只有弯曲应力。

假设弹簧丝是一个直杆，中性线为几何轴线，如图 8－33(*b*)所示。弯曲力矩在簧丝截面上产生的应力为

$$\sigma = \frac{M}{W_Z} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

式中 W_Z——抗弯截面模量，对于圆形截面

$$W_Z = \pi d^3/32$$

但是，扭转弹簧的簧丝实际上是一个曲杆，考虑到弹簧圈的曲率对应力分布的影响，要用扭转弹簧曲度系数 K_1 对弯曲应力 σ 进行修正。这样，在弹簧圈内侧的最大应力为

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3}K_1 \qquad (8-89)$$

式中 K_1——扭转弹簧的曲度系数，它与弹簧指数(旋绕比)$C=D/d$ 有关。

弹簧指数 C 可按表 8－13 选取。只在特殊情况下才允许采用表 8－13 以外的 C 值，但 C 值最小不应小于 3。

对于圆形截面弹簧钢丝，曲度系数 K_1 可按下式计算[28]。

$$K_1 = \frac{4C - 1}{4C - 4} \tag{8-90}$$

表 8-13　圆柱螺旋扭转弹簧弹簧指数 C 的数值表

簧丝直径 d/mm	0.5~1	1.1~2.2	2.3~6	>6
弹簧指数 C	5~14	4~12	4~10	4~8

曲度系数 K_1 之值亦可从表 8-14 中直接查得。

表 8-14　圆柱螺旋扭转弹簧曲度系数 K_1 的数值表

弹簧指数 C	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5
曲度系数 K_1	1.38	1.30	1.25	1.21	1.19	1.17	1.15	1.14	1.13	1.12
弹簧指数 C	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	12	13	14
曲度系数 K_1	1.11	1.10	1.09	1.09	1.08	1.08	1.08	1.07	1.06	1.06

曲度系数 K_1 还可以从图 8-34 中所示的曲线中查出。

如果圆柱螺旋扭转弹簧簧丝内边缘表面上的最大应力，小于弹簧钢丝材料的弯曲许用应力，则此弹簧的工作性能完全满足要求。由此，扭转弹簧的强度条件可以写成为

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3} K_1 \leqslant [\sigma]_W \tag{8-91}$$

式中　$[\sigma]_W$——弹簧钢丝材料的弯曲许用应力。

于是得到圆柱螺旋扭转弹簧的强度条件式

$$M \leqslant \frac{\pi d^3}{32K_1} [\sigma]_W \tag{8-92}$$

2. 扭转弹簧的刚度及弹簧圈数的计算

从扭转弹簧圆柱部分簧圈中取出长度为 ds 的一段弹簧丝。如果不考虑螺旋角的影响，则可以把它看作是圆心角为 $d\theta$ 的圆弧，如图 8-35 所示。变形前弹簧丝半径为 ρ_0，当弹簧受到外力矩 M 时，圆弧 ds 受到弯矩 M 而产生弯曲变形，变形后仍为圆弧，但半径为 ρ。圆弧的端面产生回转，其回转角为 $d\varphi$。

根据材料力学挠度曲线方程式可以得到

$$EJ\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0}\right) = M \tag{8-93}$$

式中　ρ_0——变形前圆弧段 ds 的半径；

ρ——变形后圆弧段 ds 的半径；

J——弹簧钢丝截面的惯性矩。

由于圆弧 ds 在变形前后长度相等，即

$$ds=\rho_0 d\theta=\rho(d\theta+d\varphi)$$

则得

$$\begin{cases} d\theta = ds/\rho_0 \\ d\theta + d\varphi = ds/\rho \end{cases}$$

于是得到

$$d\varphi=\left(\frac{1}{\rho}-\frac{1}{\rho_0}\right)ds$$

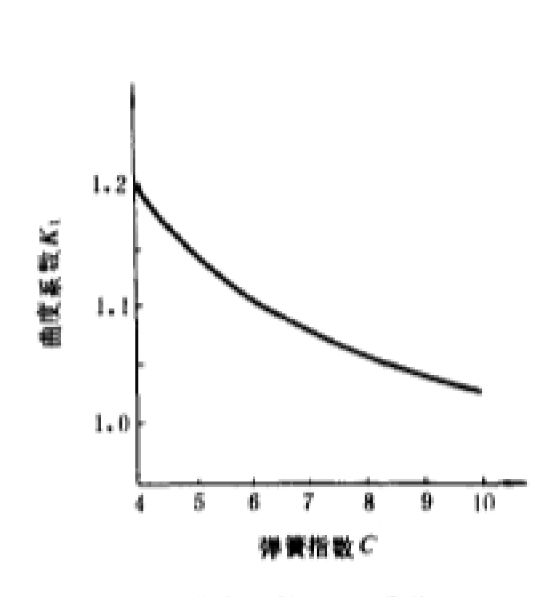


图 8－34　曲度系数 K_1 的曲线

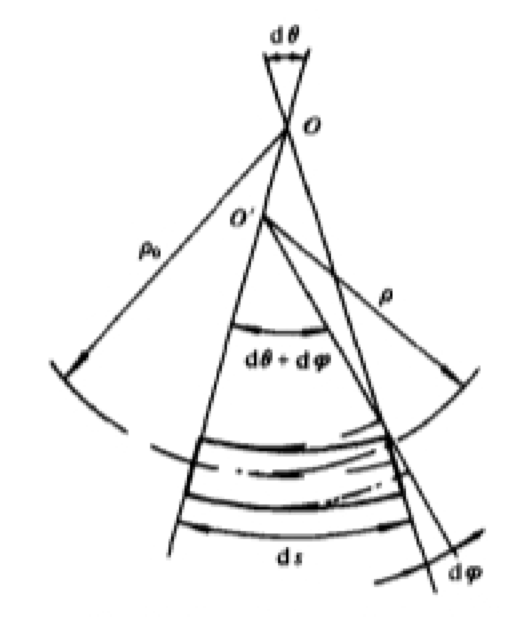


图 8－35　不考虑螺旋角 α 影响时扭转弹簧的变形

对整个扭转弹簧圆柱部分的簧圈积分，可得

$$\varphi=L\left(\frac{1}{\rho}-\frac{1}{\rho_0}\right)=\pi Dn\left(\frac{1}{\rho}-\frac{1}{\rho_0}\right) \tag{8-94}$$

式中　L——整个扭转弹簧圆柱部分的簧圈展开长度，$L=\pi Dn$；

D——扭转弹簧簧圈的中径；

n——扭转弹簧的有效圈数。

将公式(8－94)代入公式(8－93)中，可以得到弹簧所受外力矩 M 与扭转弹簧两端的相对回转角 φ 的关系式

$$M=\frac{EJ}{L}\varphi$$

对于圆形截面簧丝 $J=\pi d^4/64$，并将 $L=\pi Dn$ 一起代入上式中，则

$$M=\frac{Ed^4}{64Dn}\varphi$$

$$\varphi=\frac{64Dn}{Ed^4}M \tag{8-95}$$

于是得到不考虑螺旋角影响时，扭转弹簧的扭转刚度 M' 和扭转弹簧的弹簧圈数 n 之计算公式

$$M'=\frac{M}{\varphi}=\frac{Ed^4}{64Dn} \tag{8-96}$$

$$n=\frac{Ed^4}{64D}\cdot\frac{\varphi}{M} \tag{8-97}$$

二、扭转弹簧的强扭处理和许用应力

1. 扭转弹簧的强扭处理[23]

根据公式(8－91)，扭转弹簧的强度条件为

$$\sigma_{max}=\frac{32M_2}{\pi d^3}K_1\leqslant[\sigma]_W$$

为了保证扭转弹簧在工作过程中不发生塑性变形而使簧力变弱，弯曲许用力$[\sigma]_W$应小于簧丝材料的屈服极限σ_s。然而在自动武器中，按装扭转弹簧的位置常常受到限制，必须减小其结构尺寸，因而需要提高弹簧的承载能力。为了提高扭转弹簧的承载能力，可采用强扭处理的办法，使弹簧簧丝横截面外层产生有利的残余应力。扭转弹簧强扭处理的实施，是将弹簧的一分支固定而强扭另一分支至一定的角度，然后在压并状态下(如同对压缩弹簧的强压处理一样)保持12～24小时，再将其放松进行检验以选出合格的产品。

扭转弹簧在整个强扭处理过程中，钢丝横截面上应力的变化如图8－36所示。

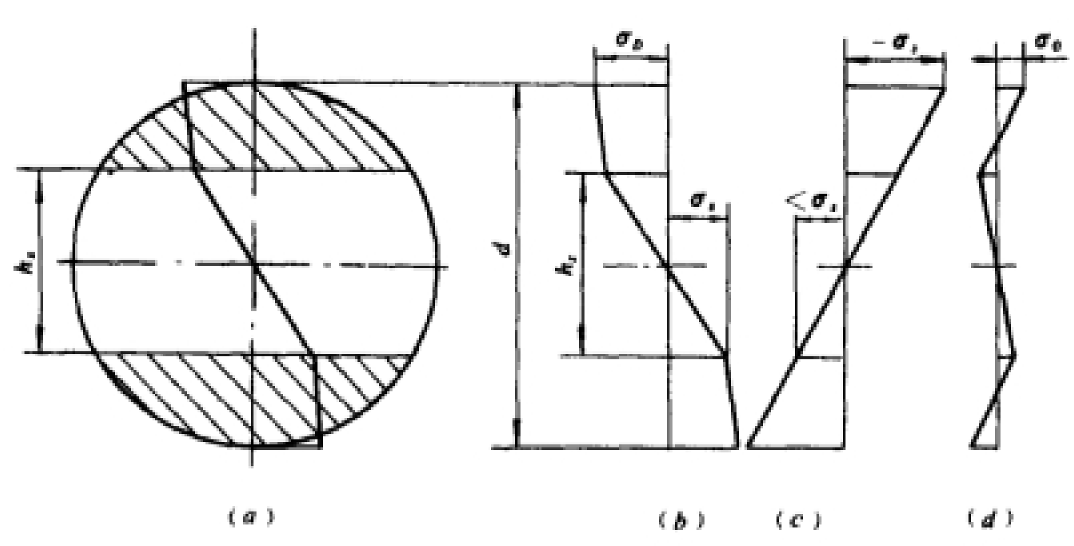


图8－36 强扭处理过程中簧丝截面上应力的分布

(a)强扭时截面变形状态； (c)卸载应力；

(b)强扭时截面应力分布； (d)残余应力

扭转弹簧强扭处理时，弹簧丝承受弯矩M_j，当$M_j>M_s$(M_s为簧丝应力达到屈服极限σ_s时对应的扭转力矩)时，弹簧丝横截面上内外表层发生塑性变形，中央厚度h_s为弹性层。$m=h_s/d$为弹性层厚度比，如图8－36(a)；当假设弹簧材料为线性强化时，强扭处理中其簧丝横截面上应力的分布状态如图8－36(b)所示；当强扭处理完毕后，放松扭转弹簧时，弹簧立即卸载呈自由状态。卸载力矩为M_j所产生的弹性应力，方向与强扭处理时所加应力相反，如图8－36(c)；在自由状态下，这时弹簧横截面上保留了有益的残余应力，如图8－36(d)所示。

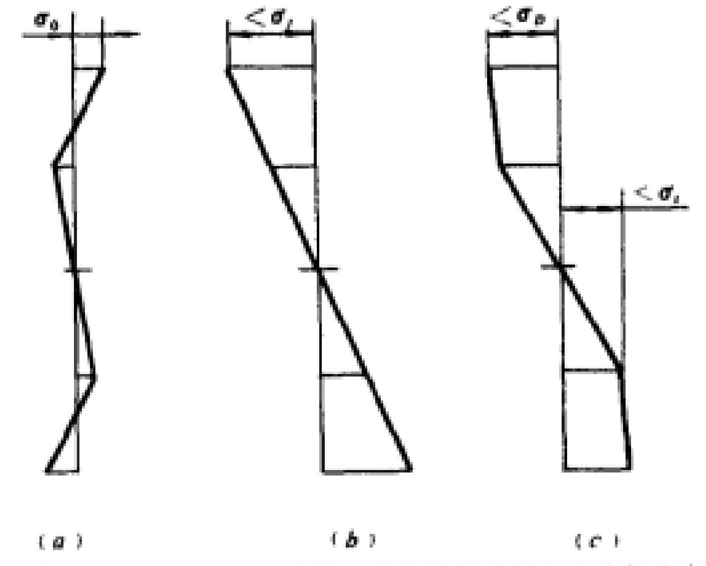


图8－37 强扭处理后扭簧工作中簧丝截面上应力的分布

(a)残余应力；(b)工作中加载应力；(c)加载后的实际应力

经过强扭处理后的扭转弹簧，在工作过程中，钢丝横截面上应力的变化如图8－37所示。

图 8－37(a)中为强扭处理后簧丝横截面内保存的有益之残余应力；在工作中，对这种经过强扭处理的扭转弹簧加载时，只要所加弯矩 $M<M_j$，如图 8－37(b)，则在簧丝横截面上的实际应力，各部分都会小于 σ_D，如图 8－37(c)所示。这样，弹簧截面就不会再进一步发生塑性变形。

强扭处理时，极限弯矩 M_j 与弹性层比值 m 有关。一般采用 $m=1/2$，此时，若材料没有强化时，则 $M_j=1.5M_t$；若材料有线性强化时，如 $\frac{E_1}{E}=0.4$（E：弹性模量，E_1：强化模量），则 $M_j=1.7M_t$。即

$$M_j=(1.5\sim1.7)M_t \tag{8－98}$$

强扭处理过程中，钢丝截面内在产生残余应力的同时，还发生了残余变形，即放松（卸载）后弹簧两支臂的夹角不能恢复到原来图纸上所要求的夹角 φ_0。因此，在预制弹簧时必须按图纸尺寸增加夹角 φ，使弹簧经强扭处理后符合图纸尺寸[28]。

2．许用应力合理的选择

扭转弹簧的簧丝直径 d 均不太大，常用的尺寸一般为 $d=0.7\sim3.0$mm。根据表 8－2，从给出的高强度弹簧钢丝抗拉强度，查得扭转弹簧常用簧丝直径相应的强度极限 σ_b 的最低值（碳素弹簧钢丝：GB 4357－89D 级）

$d=0.7$mm 时　　$\sigma_b=2450\text{N/mm}^2$

$d=3.0$mm 时　　$\sigma_b=1710\text{N/mm}^2$

由强度极限 σ_b，可以利用下式估算出弹性极限 σ_t。

若取 $\sigma_t\approx0.9\sigma_b$ 时，则

$d=0.7$mm 时　$\sigma_t\approx0.9\times2450=2205\text{N/mm}^2$

$d=3.0$mm 时　$\sigma_t\approx0.9\times1710=1539\text{N/mm}^2$

对经强扭处理的圆柱螺旋扭转弹簧，在工作时其弹簧丝曲率达最大值时，横截面上的最大应力 σ_j 可达到 σ_t 的 1.5～1.7 倍。这样，则可得到这种圆柱螺旋扭转弹簧簧丝横截面上所能承受的最大应力 σ_{max} 值的范围为（当弹簧钢丝直径 $d=0.7\sim3.0$mm 时）

$$\sigma_j=(1.5\sim1.7)\sigma_t=1.5\times1539\sim1.7\times2205=2308.5\sim3748.5\text{N/mm}^2$$

由此可以看出，对于圆形截面簧丝的圆柱螺旋扭转弹簧而言，在自动武器设计时，对于自动机中的重要扭簧，其许用应力$[\sigma]_W$ 的选取范围为

$$[\sigma]_W=2000\sim2500\text{N/mm}^2 \tag{8－99}$$

这样的选用许用应力显然是合理的，其强度完全可以保证。

如果按兵器工业总公司标准，WJ/Z203—84（圆柱螺旋弹簧的设计与计算）中的规定

$$[\sigma]_W=1.1\sigma_b=1.1\times(1710\sim2450)\approx1900\sim2700\text{N/mm}^2 \tag{8－100}$$

这个数值与上述$[\sigma]_W$ 的选取范围相当接近。

在上述范围内选取$[\sigma]_W$ 时，要注意的是：当弹簧钢丝直径靠近上限时，其$[\sigma]_W$ 的数值则应向下限靠拢。

8.4.3　圆柱螺旋扭转弹簧设计

自动武器中某些重要弹簧，例如击锤簧、拨弹齿簧和阻弹齿簧等均采用圆柱螺旋扭转弹簧的形式。这些扭簧在结构设计中已给出了工作回转角 ω；为了满足击发的可靠性和拨（阻）弹工

作的及时性，对扭转弹簧所贮备的能量 A 应有一定的要求。因此，对这类扭转弹簧设计的主要任务是，在满足已知条件(ω, A)下，选择合适的弹簧材料，并确定出恰当的扭簧结构尺寸。

一般设计步骤如下：

1. 确定扭转弹簧的工作力矩 M_1、M_2

根据贮备能量 A 和工作回转角 ω 的要求，并选择合适的预转角 φ_1，从而可得下述方程

$$\begin{cases} A = \dfrac{1}{2}(M_1 + M_2)\omega \\ M' = \dfrac{M_1}{\varphi_1} = \dfrac{M_2}{\varphi_1 + \omega} \end{cases}$$

联解此二式，即可求出扭转弹簧预扭时力矩 M_1 和工作力矩 M_2。

2. 计算扭转弹簧钢丝直径 d

根据强度条件，由公式(8－92)可知

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{32M_2K_1}{\pi[\sigma]_W}} \tag{8－101}$$

在初步计算时，曲度系数 K_1 可在 1.1～1.25 范围内选取，而弯曲许用应力可在下述范围内选用。

$$[\sigma]_W = 2000 \sim 2500\text{N/mm}^2 \tag{8－102}$$

由上式得到的直径 d 应化为标准尺寸。

3. 选择扭转弹簧中径 D

一般按扭簧装配时轴的直径(由结构设计中定出)应略加大，再加上簧丝直径 d，即可初步确定出弹簧中径 D。根据簧丝直径 d 和弹簧中径 D 算出弹簧指数 C，$C=D/d$，所得到的 C 值应在表 8－13 所规定的范围内。

当弹簧指数(即旋绕比)C 确定后，可在图 8－34 或表 8－14 中查出 K_1，亦可由公式(8－90)计算 $K1$ 之值。

$$K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$$

然后由公式(8－91)计算出扭转弹簧在工作力矩 M_2 时的实际应力 σ_2。

$$\sigma_2 = \frac{32M_2}{\pi d^3}K_1$$

只有当 $\sigma_2 \leqslant [\sigma]_W$ 时，设计才算合理。

4. 计算扭转弹簧工作圈数 n

由于已知扭转弹簧工作回转角 ω 和相应的力矩 $M=M_2-M_1$，则可根据公式(8－97)求出扭簧的工作圈数 n。

当工作回转角 ω 以弧度数给出时，则

$$n = \frac{Ed^4\omega}{64DM}$$

当工作回转角 ω 以度数给出时，则

$$n = \frac{Ed^4\omega}{3667DM}$$

圆柱螺旋扭转弹簧的两支臂，在自由状态时应按结构要求构成一定的夹角，因此，扭转弹

簧的工作圈数 n 则为一整数再加上与此夹角有关的一分数。若设夹角为 $\theta(<180°)$，则附加段所对的圆心角为$(180°-\theta)$，也就是说 n 为在整圈数上再加$\frac{180°-\theta}{360°}$圈。

5. 计算扭转弹簧刚度 M'

由公式(8－96)可得到扭转弹簧刚度 M'。

$$M' = \frac{M_1}{\varphi_1} = \frac{Ed^4}{64Dn} \qquad (\text{N} \cdot \text{mm/rad})$$

$$M' = \frac{Ed^4}{3667Dn} \qquad (\text{N} \cdot \text{mm/deg})$$

6. 计算扭转弹簧工作时的扭转角 φ_2

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \omega$$

7. 求扭转弹簧实际的预加扭矩 M_{n1}

$$M_{n1} = M'\varphi_1$$

8. 确定扭转弹簧工作时受结构限制的最大扭转角 φ_3

首先要求得扭转弹簧在强扭处理时的极限扭转角 φ_j，φ_j 可用如下估算方法加以确定。

根据扭转弹簧的按装位置，找出它在回转时受限制的最大角度，即为最大扭转角 φ_3。为了保证扭转弹簧在 φ_3 时的应力 σ_3 达不到 σ_j，应有

$$\varphi_3 < \varphi_j$$

φ_j 可根据下式求得

$$\varphi_j = \frac{M_j}{M'} \qquad (8-103)$$

已知 $M_j=(1.5\sim1.7)M_t$，所以

$$\varphi_j = (1.5 \sim 1.7)\frac{M_t}{M'} = (1.5 \sim 1.7)M_t\frac{64Dn}{Ed^4} \qquad (8-104)$$

σ_j 的最大值为

$$\sigma_j = (1.5 \sim 1.7)\sigma_t = (1.35 \sim 1.53)\sigma_b \qquad (8-105)$$

9. 计算扭转弹簧的节距 t 及自由长度 H_0

(1) 扭簧节距 t、考虑到扭转弹簧在扭转时，为避免圈与圈之间的摩擦，以保证运动的灵活性，需要在圈与圈之间留有间隙。一般可取 $\delta=0.1\sim0.2$mm，最大可达 0.5mm。于是节距为

$$t = d + \delta$$

(2) 扭簧自由长度 H_0

$$H_0=nt+d_\circ$$

10. 计算扭转弹簧的螺旋角 α

$$\text{tg}\alpha = t/\pi D$$

11. 求弹簧丝展开总长 L_0

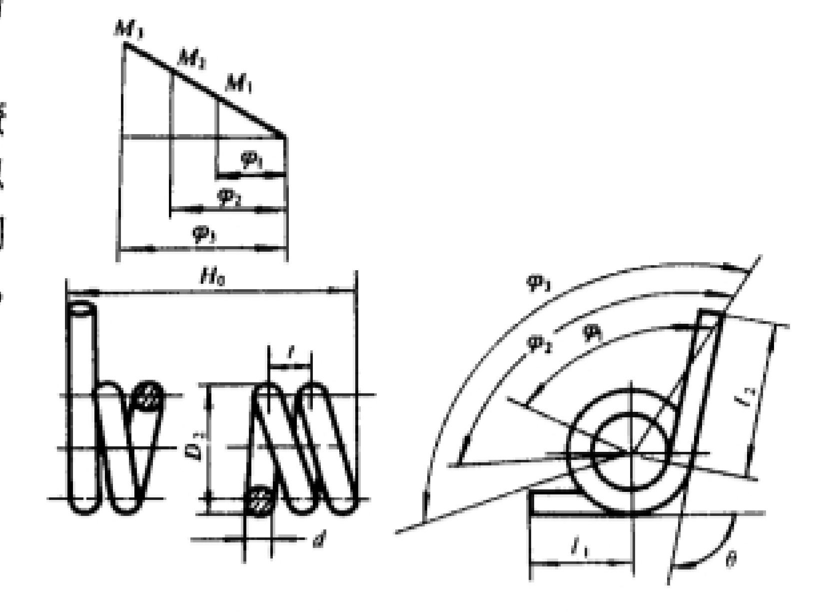


图 8－38 扭转弹簧的投影图及典型工作图

$$L_0 = \frac{\pi D n}{\cos\alpha} + l_1 + l_2 \qquad (8-106)$$

式中 l_1、l_2——为扭转弹簧两端支臂的长度。

扭转弹簧的旋向与支臂的回转方向有关，应根据结构情况来加以确定。

12. 绘制零件工作图并制定技术要求

零件图上弹簧的投影应按机械制图的国家标准绘制。零件图上的特性曲线可以极坐标表示，也可以用直角坐标表示，如图 8－38 所示。

技术条件

(1) 有效圈数 n

(2) 旋向

(3) 展开长度 L_0

(4) 表面处理

(5) 扭转到 φ_j 时的 σ_j

(6) 组别及制造验收技术条件

§8.5 平面涡卷弹簧

平面涡卷弹簧是用塑性比较好的优质弹簧钢带制成，一般采用高碳钢，常用的是碳素工具钢 T7、T7A～T13、T13A 等；对于有特殊要求的供弹簧，多数采用高弹性合金，例如：65Mn、50CrVA、60Si2MnA 以及 70Si2CrA 等材料。其材料标准详见 GB 3525—83 和 GB 3530—83。

平面涡卷弹簧在钟表机构、仪器和仪表中有广泛的应用。但是在现代自动武器中，平面涡卷弹簧一般是用作供弹具(弹鼓或弹盘)中的供弹簧。

平面涡卷弹簧的制造工艺过程是：将直钢带缠绕到一个心棒上，一圈一圈地叠起来，并使各圈紧密接触。缠制前，将弹簧钢带两端先行退火，便于以后可弯成所需要的固接部分。弹簧缠好后，在一定的装置内保持一定时间(持续时间的长短与弹簧材料以及弹簧的重要程度等有关)，进行缠紧处理，用以稳定弹簧内部的应力状态。

当矩形截面钢带全部卷在心棒上进行缠紧处理时，由于心棒直径远比弹簧使用时的簧盒心轴直径小得多，钢带承受着很大的弯曲载荷。此时的弯曲载荷大于使钢带外表面的应力达到屈服极限 σ_s 的弯矩，外层纤维必然产生塑性变形。并且这种塑性变形随着载荷的加大向钢带内部延伸到一定的厚度。于是，在钢带两面外层纤维形成塑性层，外表面外部为拉伸区，内表面里部为压缩区，在中性层两侧仍保持为弹性层。

当发生了塑性变形的钢带从缠紧处理的装置中取出来，钢带截面进行卸载。经过热处理的弹簧钢带进行缠紧处理后，使用前不应回火。由于在截面上的弹塑性应力分布为折线，卸载后截面上内外表面一定厚度中将产生反向残余应力，钢带并有残余变形。因之，自由状态的钢带将形成相邻两处径向距离逐渐加大的涡线状，即是涡卷弹簧。涡卷弹簧承受弯曲最大处是绕在心轴的部分，心轴半径大于心棒的半径，因而涡卷弹簧在使用时，不会再进一步发生塑性变形。并且由于残余应力的存在，涡卷弹簧的承载能力提高了。

8.5.1 平面涡卷弹簧的结构和性能

一、平面涡卷弹簧的特性曲线[3]

平面涡卷弹簧的工作特点，可以用它的特性曲线来说明，如图 8－39 所示。图中纵坐标表示力矩 M，横坐标表示心轴与簧盒相对回转的转数 N，或弹簧钢带卷绕圈数 n。

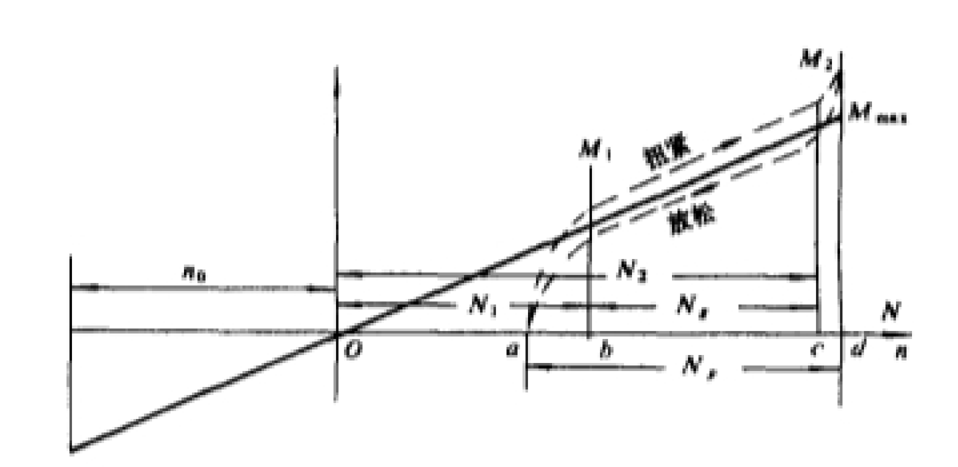


图 8－39　平面涡卷弹簧的特性曲线

在图 8－39 中：

O 点：表示自由状态下的平面涡卷弹簧，设此状态下平面涡卷弹簧的有效圈数为 n_0，此时平面涡卷弹簧所承受的力矩为零。

a 点：表示平面涡卷弹簧盒内的情况，除与心轴联接的部分与自由状态相同外，其余全部一层一层地贴紧在簧盒内壁上。

b 点：表示平面涡卷弹簧均匀分布在弹簧盒外壁与心轴之间，各圈相互脱离接触，仅仅只有外圈贴在簧盒壁上的状态。由 O 点到 b 点，平面涡卷弹簧共回转了 N_1 转。

c 点：自 b 点开始，力矩均匀上升直到 c 点。由 b 点到 c 点，平面涡卷弹簧转数为 N_g（工作转数）；由 O 点到 c 点，平面涡卷弹簧共回转了 N_2 转。

d 点：表示平面涡卷弹簧全部缠紧在心轴上的状态。由 c 点起，由于弹簧是逐渐缠紧到心轴上，缠紧的圈数不再参加工作，实际参加工作的弹簧长度逐渐减短，力矩急剧上升，失去了直线关系。由 a 点到 d 点，平面涡卷弹簧的总转数为 N_p 转。

由于平面涡卷弹簧在工作时，各簧圈要发生振动与位移，造成各簧圈相互接触而产生滑动摩擦阻力，还有金属的内耗，平面涡卷弹簧在缠紧和放松时的实际特性曲线并不重合，而形成一个环形状态。

二、平面涡卷弹簧的自由状态

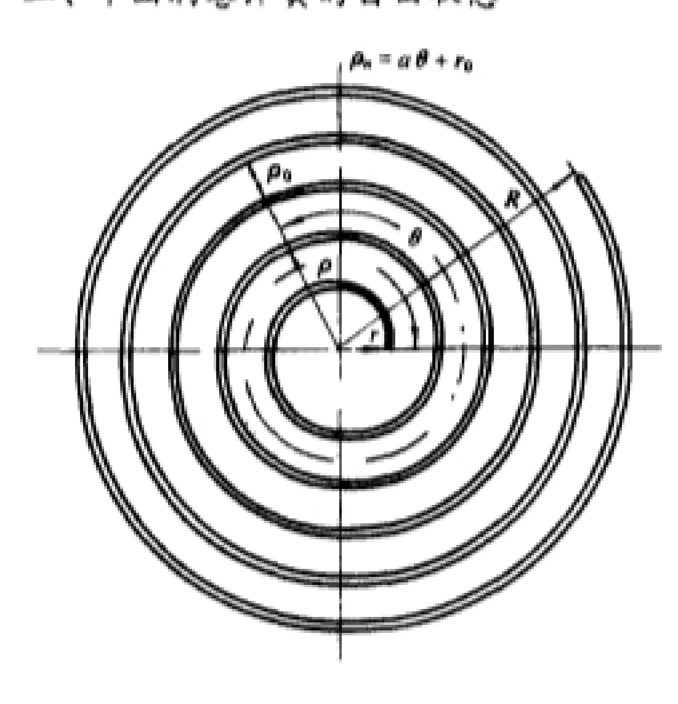


图 8－40　平面涡卷弹簧的自由状态

平面涡卷弹簧在自由状态下呈蜗线形状，其径向距离是逐渐加大的。为了研究问题简化起见，可近似地看作是阿基米德螺线，如图 8－40 所示。

图中相邻两圈中性线间的径向距离为一常数 ρ_0，当采用极坐标表示时，则平面涡卷弹簧中性线的几何方程式（极坐标取 ρ,θ）为

$$\rho = a\theta + r \qquad (8-107)$$

其中

$$a = \frac{\rho_0}{2\pi}$$

式中　ρ_0——相邻两圈中性线间的径向距离；

r——平面涡卷弹簧内端到坐标原点的距离（最小半径）。

上述公式就是用极坐标参数方程表示的阿基米德螺线。

若设 θ_p 为实际的平面涡卷弹簧中心角的总量，则

$$\theta_p = 2\pi n_1 \tag{8-108}$$

式中 n_1——自由状态下平面涡卷弹簧的总圈数。

平面涡卷弹簧内端半径 r 的尺寸一般比较大，若将平面涡卷弹簧由 r 处向里延伸到坐标极点的话，其圈数也一般在 2 圈以上，对于这样的平面涡卷弹簧，其钢带的近似长度可按下述公式来进行计算。

$$L_0 = 2\pi n_1 \frac{R+r}{2} = \pi n_1(R+r) \tag{8-109}$$

式中 L_0——平面涡卷弹簧钢带的总长度；

R——平面涡卷弹簧外圈端部到坐标极点的距离。

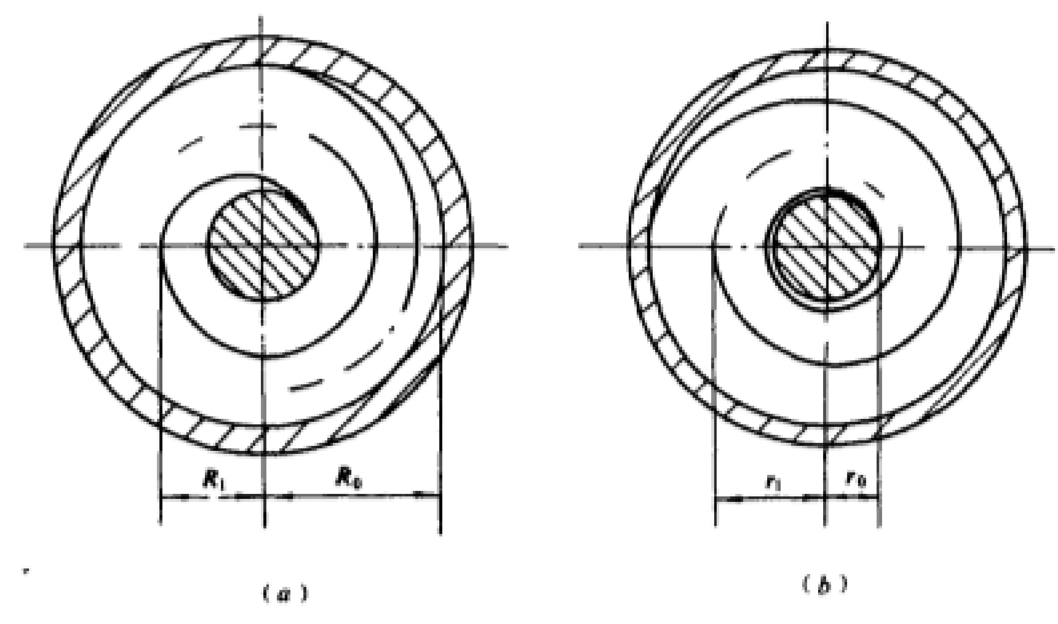


图 8－41 平面涡卷弹簧在簧盒内的两种极限状态

(a)平面涡卷弹簧全部紧贴在簧盒内壁；(b)平面涡卷弹簧全部卷绕到心轴上

三、平面涡卷弹簧的圈数与转数

在簧盒中，多圈平面涡卷弹簧内端与心轴的联接，一般为固定式，以便把力矩通过心轴加于平面涡卷弹簧上。而平面涡卷弹簧的外端与相应件的联接，其方式可分为固定式和铰链式两种。

由图 8－39 平面涡卷弹簧特性曲线可知：在原点 O 时，涡卷弹簧呈自由状态。在 a 点时，涡卷弹簧全部紧贴的簧盒内，如图 8－41(a)所示的状态；在 d 点时，涡卷弹簧全部卷到心轴上，如图 8－41(b)所示的状态。这是涡卷弹簧在工作过程中的两个极限位置。

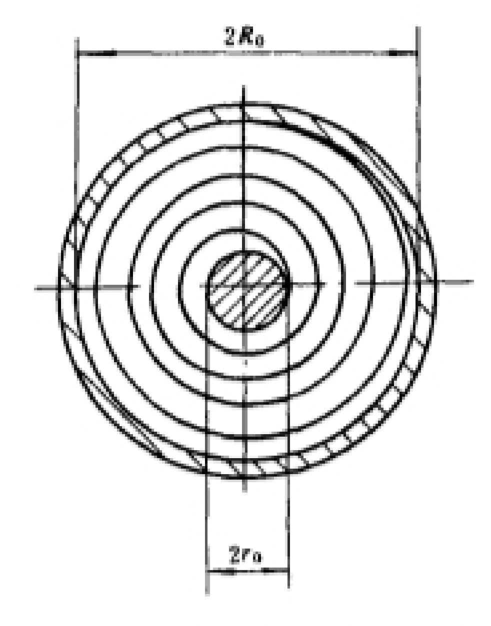


图 8－42 涡卷弹簧充满在簧盒内壁与心轴之间

图中 R_0——平面涡卷弹簧外圈端部到中心的距离(即簧盒的内半径)；

r_0——心轴的半径；

R_1——平面涡卷弹簧完全紧贴在簧盒内壁时，内圈的半径；

r_1——平面涡卷弹簧完全缠紧在心轴上时，外圈的半径。

自由状态的涡卷弹簧装进簧盒后(即 a 点),圈数增加,旋紧弹簧由 a 点开始,力矩急剧增加。b 点对应涡卷弹簧布满在簧盒内壁与心轴之间的状态,如图 8－42 所示。由 b 点到 c 点阶段为均匀变形过程。

从涡卷弹簧的特性曲线(图 8－39)可以看出,只有在 $b\,c$ 阶段,力矩才随转数平稳地变化,此阶段的转数决定于 $b\,c$ 两点的圈数差别,而圈数又与弹簧钢带的长度有关。

假设 n_d 为涡卷弹簧有效长度 L 缠紧在心轴上时的圈数,则由图 8－41(b)可得

$$L = 2\pi\left(\frac{r_1 + r_0}{2}\right)n_d = \pi(r_1 + r_0)n_d$$

由于 $r_1 - r_0 = hn_d$,代入上式并整理后可得

$$n_d = \frac{r_0}{h}\left[\sqrt{1 + \frac{hL}{\pi r_0^2}} - 1\right] \tag{8－110}$$

式　h——涡卷弹簧钢带的厚度。

假设 n_b 为涡卷弹簧有效长度 L 均匀布满在簧盒内壁与心轴之间时的圈数,由图 8－42 可知

$$L = 2\pi\left(\frac{R_0 + r_0}{2}\right)n_b = \pi(R_0 + r_0)n_b$$

整理后则可得

$$n_b = \frac{L}{\pi(R_0 + r_0)} \tag{8－111}$$

从特性曲线图 8－39 中看出,涡卷弹簧由 c 至 d 阶段,钢带长度逐渐绕在心轴上,工作的钢带长度迅速减小,力矩骤然加大,在力矩急剧变化的阶段,不能利用,必须避开,因此常取 $n_d - n_c = 1/4$,则

$$n_c = \frac{r_0}{h}\left[\sqrt{1 + \frac{hL}{\pi r_0^2}} - 1\right] - \frac{1}{4} \tag{8－112}$$

假设 n_a 为涡卷弹簧各圈紧贴在簧盒内壁时的圈数,由图 8－41(a)可知

$$\pi(R_0 + R_1)n_a = L_0$$
$$R_1 = R_0 - hn_a$$

从而得到

$$n_a = \frac{R_0}{h}\left[1 - \sqrt{1 - \frac{hL_0}{\pi R_0^2}}\right] \tag{8－113}$$

式中　L_0——涡卷弹簧钢带的总长度。

8.5.2　平面涡卷弹簧的计算公式

一、平面涡卷弹簧的刚度和转数公式

1. 平面涡卷弹簧的刚度

在实际结构中,平面涡卷弹簧是装在绕同一轴线作相对回转运动的两个零件之间,例如簧盒及心轴,如图 8－43 所示。

当簧盒心轴相对回转时,平面涡卷弹簧承受心轴上的力矩的作用,同时在簧盒内臂固定处产生与心轴上同样大小的反力矩。因此可把弹簧钢带看作是各处都承受同样大小的弯矩作用

下的曲杆，在此弯矩的作用下，弹簧钢带各处产生弯曲变形，各横截面曲率同时产生相应的变化。

在某些结构中，为了装卸方便，平面涡卷弹簧采用一端固定，另一端铰接的方法安装。此时反力不同，弹簧刚度与两端均为固定时略有差别，这里不再作介绍。

从弹簧自由状态开始，弯矩的增量与弹簧两端相对转动角的增量呈线性关系，其关系用下式表示

$$\frac{\Delta M}{EJ}=\frac{\Delta \mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}s}$$

式中　ΔM——弯矩的增量；

$\Delta \mathrm{d}\varphi$——转动角的增量。

于是可以得到

$$\Delta\int_0^{\varphi}\mathrm{d}\varphi=\frac{\Delta M}{EJ}\int_L \mathrm{d}s$$

即为

$$\Delta\varphi=\frac{12\Delta M}{Ebh^3}L$$

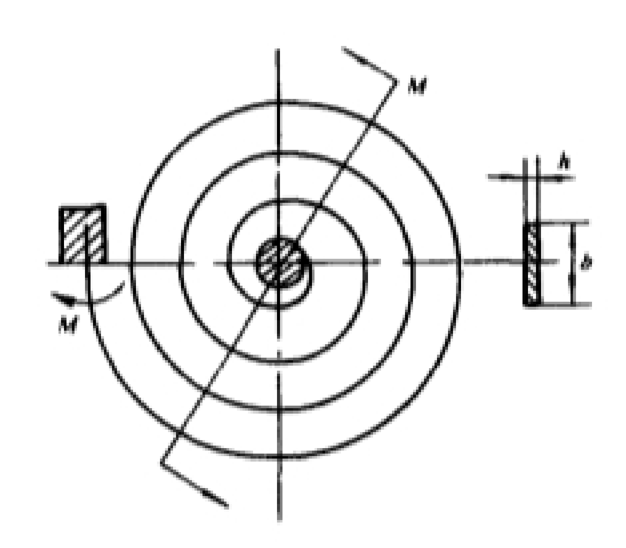


图 8—43　平面涡卷弹簧的工作状态

式中　b——弹簧钢带的宽度；

h——弹簧钢带的厚度。

设平面涡卷弹簧的刚度(即每转动 1rad 时弯矩的增量)为 M'_{φ}，则可得

$$M'_{\varphi}=\frac{\Delta M}{\Delta\varphi}=\frac{Ebh^3}{12L} \tag{8-114}$$

涡卷弹簧在工作时的转数

$$N=\varphi/2\pi$$

假设平面涡卷弹簧的刚度(即每转动一圈时弯矩的增量)为 $M'_{2\pi}$，则可得

$$M'_{2\pi}=\frac{\Delta M}{\Delta\varphi}(2\pi)=\frac{Ebh^3\pi}{6L} \tag{8-115}$$

平面涡卷弹簧的最大转数 N_{max} 为

$$N_{max}=n_d-n_0$$

式中　n_d——涡卷弹簧有效长度 L 缠紧在心轴上时的圈数；

n_0——自由状态下平面涡卷弹簧的有效圈数。

由公式(8—109)可得

$$n_0=\frac{L}{\pi(R+r)} \tag{8-116}$$

平面涡卷弹簧完全绕紧在心轴上时的弯矩 M_{max} 为

$$M_{max}=\frac{Ebh^3\pi}{6L}N_{max}=\frac{Ebh^3\pi}{6L}(n_d-n_0) \tag{8-117}$$

此弯矩 M_{max} 的数值必小于缠紧处理时的弯矩。

2. 平面涡卷弹簧的转数与转动角

假设将平面涡卷弹簧由自由状态旋紧 N 圈或转动 $\varphi=2\pi N$ 时，弹簧的力矩达到 M 值，则有

$$M'_{2\pi} = M/N$$
$$M'_{\varphi} = M/\varphi$$

因此由刚度计算公式(8－114)和(8－115)，很容易推导出转数 N 和转动角 φ 的计算公式为

$$N = \frac{M}{M'_{2\pi}} = \frac{6ML}{Ebh^3\pi} \tag{8-118}$$

$$\varphi = \frac{M}{M'_{\varphi}} = \frac{12ML}{Ebh^3} \tag{8-119}$$

二、平面涡卷弹簧的承载应力

由材料力学已知弯曲应力计算公式为

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_Z} = \frac{6M_{max}}{bh^2} \tag{8-120}$$

式中　W_Z——抗弯截面模量，对于矩形截面 $W_Z = bh^2/6$。

于是，得到弹簧钢带厚度 h

$$h \geqslant \sqrt{\frac{6M_{max}}{b[\sigma]_W}} \tag{8-121}$$

式中　$[\sigma]_W$——承载力矩 M(小于缠紧处理时的力矩)所对应的承载应力。

平面涡卷弹簧所能提供的力矩 M 略小于缠紧处理时所受的力矩，而后者的大小与心棒尺寸和钢带材料性能有关。

在缠紧处理时，由于弹簧钢带材料一般可看作是线性强化的，故平面涡卷弹簧内端的应力可达(1.6～1.8)σ_s，外端的应力可达(1.5～1.7)σ_s。

这样，在设计平面涡卷弹簧时，其最大工作应力$[\sigma]_W$ 可取为

$$[\sigma]_W = 1.5\sigma_s$$ [24]

假设 $\sigma_s = 0.9\sigma_b$，则

$$[\sigma]_W = 1.35\sigma_b \tag{8-122}$$

由(8－120)式可见当平面涡卷弹簧的弯曲承载应力达到$[\sigma]_W$ 时，平面涡卷弹簧的最大弯矩为

$$M_{max} = \frac{bh^2}{6} \times 1.35\sigma_b = 0.225bh^2\sigma_b \tag{8-123}$$

8.5.3　平面涡卷弹簧的设计方法

设计自动武器供弹具中的平面涡卷弹簧时，为了满足供弹及时性的要求，平面涡卷弹簧要能够提供必要的力矩，且转数不能太多并具有足够的强度。因此，设计供弹具(弹盘和弹鼓)中的平面涡卷弹簧时，要解决以下三个主要问题：

(1) 根据力矩的要求确定钢带截面尺寸，并校核弹簧卷制时的强度；

(2) 根据弹簧工作时所需要的转数，选择弹簧钢带的长度；

(3) 计算涡卷弹簧的刚度并绘制弹簧的产品图和特性曲线。

一、平面涡卷弹簧钢带横截面尺寸的确定

确定平面涡卷弹簧钢带横截面尺寸时，必须要满足供弹及时性条件所需的力矩。考虑到平

面涡卷弹簧放松时钢带间摩擦损耗的影响，以及避开弹簧钢带完全缠紧到心轴前力矩骤变的$\frac{1}{4}$圈（看作死圈），用于计算强度选取的M_{max}应比根据供弹及时性计算出来的力矩M_2大20%。则可得

$$M_{max} = 1.2M_2 = \frac{2.4I_0\Delta\varphi}{\Delta t_d^2} \quad (8-124)$$

式中 I_0——弹盘或弹鼓中活动部分（包括枪弹在内）对心轴的转动惯量；

$\Delta\varphi$——弹盘或弹鼓活动部分在输送一发枪弹时的转动角；

Δt_d——枪弹在供弹簧的作用下，从枪机离开枪弹底部瞬间到枪弹抵达进弹口位置所需的时间。

通常在满足供弹及时性要求的前提下，按照使弹盘（或弹鼓）的径向尺寸尽可能小（但要满足一定的容弹量）的原则，来选择较大的钢带宽度b，从而减少平面涡卷弹簧钢带厚度h。这样，一方面可缩小供弹具径向尺寸以提高武器的机动性；另一方面这样的平面涡卷弹簧的力矩变化也比较小。确定b的具体数值时要根据弹簧钢带材料的有关标准选定。

于是由公式（8－123）可得弹簧钢带厚度h

$$h \geqslant \sqrt{\frac{6M_{max}}{1.35b\sigma_b}} \quad (8-125)$$

归整后的h值要符合弹簧钢带材料的有关标准。

根据心轴直径，选取卷制平面涡卷弹簧的心棒直径d_b，并根据真实应变来校核卷制时的强度。

二、平面涡卷弹簧钢带有效长度的确定[25]

从平面涡卷弹簧的特性曲线（图8－39）可以看出，只有在bc段，力矩随转数平稳地变化，此段的转数决定于bc两点的圈数差别，而圈数又与弹簧钢带的长度有关。因此，在设计平面涡卷弹簧时可以根据工作转数来选择弹簧钢带的长度。

为了保证供弹的可靠性，涡卷弹簧的有效长度L应使工作转数N_g比供弹所需的转数要大1～2转。从图8－39中可看出N_g与(n_c-n_b)之间有如下关系

$$N_g = n_c - n_b$$

将公式（8－112）和（8－111）代入上式后，得到

$$N_g = \frac{r_0}{h}\left[\sqrt{1+\frac{hL}{\pi r_0^2}}-1\right]-\frac{1}{4}-\frac{L}{\pi(R_0+r_0)}$$

整理后，即可得到计算长度L的二次代数方程式

$$\frac{L^2}{[\pi(R_0+r_0)]^2}+\frac{(4N_g+1)h-2(R_0-r_0)}{2\pi h(R_0+r_0)}L+\left(N_g+\frac{1}{4}\right)\left(N_g+\frac{2r_0}{h}+\frac{1}{4}\right)=0$$

$$(8-126)$$

在计算涡卷弹簧的有效长度L前，应根据供弹需要选定工作转数N_g；根据枪弹尺寸和配置方法以及容弹量等，进行弹鼓或弹盘的设计，从而选定簧盒半径R_0、心轴半径r_0；弹簧钢带厚度h则根据弯曲应力求得。最后解方程式（8－126）得出弹簧钢带的有效长度$L>0$的解，然后再增加上不工作部分的长度l_0，并经过试制调整之后，即可确定弹簧钢带的总长度L_0。

$$L_0 = L + l_0 = \pi n_1(R+r)$$

因 n_0 对应于有效长度 L，故上式中 $n_1>n_0$。

三、平面涡卷弹簧特性曲线与产品图的绘制

在确定了涡卷弹簧钢带的尺寸 b、h 和 L_0 后，应画出弹簧的产品图，为此，必须知道涡卷弹簧在自由状态下的圈数。

由公式(8－115)可以算出涡卷弹簧的刚度

$$M'_{2\pi}=\frac{Ebh^3\pi}{6L}$$

式中 L——涡卷弹簧的有效长度。

由特性曲线(图 8－39)可知

$$M'_{2\pi}=M_{max}/(n_d-n_0)$$

自由状态下涡卷弹簧的有效圈数 n_0，决定于缠紧处理时的心棒尺寸和材料的塑性，必须经过反复试验才能确定。

由于 M_{max} 为设计计算的原始数据，n_d 可由公式(8－110)算出，于是可得自由状态下的有效圈数 n_0

$$n_0=\frac{M'_{2\pi}n_d-M_{max}}{M'_{2\pi}} \qquad (8-127)$$

这里可近似地利用 $M'_{2\pi}$ 和 M_{max} 求出估算值，待试制后调整。

平面涡卷弹簧的产品图可参照图 8－40 绘制。

为了绘制平面涡卷弹簧的特性曲线，除了必须知道刚度外，还必须知道涡卷弹簧在不同旋紧状态下的圈数。n_0、n_a、n_b、n_c 和 n_d 等值的求法，分别见式(8－127)、(8－113)、(8－111)、(8－112)和(8－110)。

计算出各点处平面涡卷弹簧的圈数后，即可正确地画出特性曲线。

§8.6 片弹簧

片弹簧在自动武器中常用做表尺板簧、拉壳钩簧或退壳挺簧，在击发机构与发射机构中有时用作扳机簧或作为保持零件位置以及其他定位用的弹簧。

制造片弹簧的材料标准有 GB 3525—83(弹簧钢、工具钢、冷轧钢带)和 GB 3530—83(热处理弹簧钢带)。一般是塑性较好的优质弹簧钢带，常采用高碳钢，多数情况下是用碳素工具钢 T7、T7A～T13、T13A 等；有特殊要求时，可采用高弹性合金，如 50BA、65Mn、50CrVA、65Si2MnWA 以及 70Si2CrA 等材料。

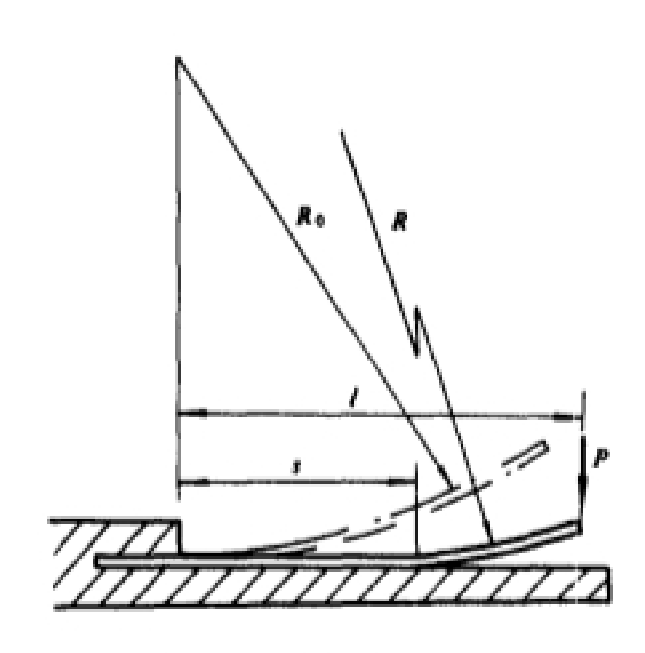


图 8－44 片弹簧安装示意图

对片弹簧的要求，主要是要具有较好的抗弯曲能力。片弹簧的安装形式一般有三种：① 一端固定的悬臂梁；② 具有二个支点的悬臂梁，③ 二端支撑的简支梁。片弹簧承受的载荷多为集中载荷，受载后在变形过程中，通常能在其刚度很

大的支承基板上伸展成平面，使弹簧片的载荷受到限制，以保证在支承力很大时片弹簧也不会折断，如图 8－44 所示。由材料力学可知

$$\frac{1}{R}-\frac{1}{R_0}=\frac{M}{EJ}=\frac{Pl}{EJ}$$

当 $s\to l$ 时，即 $R=\infty$，则

$$P=-\frac{EJ}{R_0 l}$$

式中 J——弹簧钢片的截面惯性矩。

片弹簧的挠度和强度条件，可应用材料力学中的弯曲理论来进行计算。下面来推导出各种片弹簧的挠度公式以及强度条件。

8.6.1 简单片弹簧

简单片弹簧一般所用的弹簧钢片均为等厚度的，其侧视图有的呈直线状、有的呈圆弧状，其平面图形有矩形，还有梯形等形状。

一、平面矩形片弹簧

这种片弹簧在不受外力的情况下，其外形呈一平面矩形簧片，如图 8－45 所示。

1. 受力特点与挠度计算公式

平面矩形片弹簧一般为一端固定另一端为自由端，呈悬臂梁形式，工作时在自由端承受集中载荷 P。应用材料力学中计算悬臂梁的转角与挠度的方法，可求得承受集中载荷 A 处的转角 θ_A 与挠度 f_A[29]。

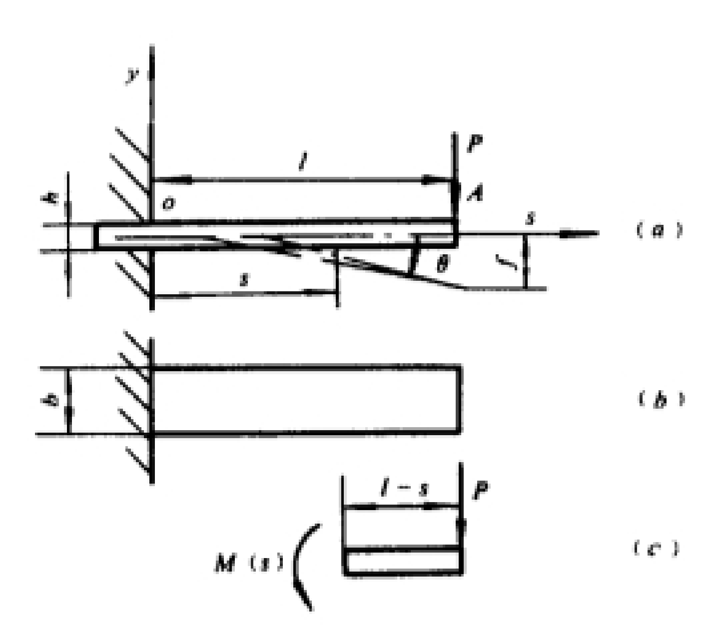


图 8－45 平面矩形片弹簧
(a)片弹簧的侧视图形；
(b)片弹簧的平面图形；
(c)隔离体的受力图

$$\left.\begin{aligned}\theta_A&=\left(\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}s}\right)_A=-\frac{Pl^2}{2EJ}\\ f_A&=y_A=-\frac{Pl^3}{3EJ}\end{aligned}\right\}\quad(8-128)$$

式中 θ_A 的符号为负，表示截面 A 的转角是顺时针的方向。f_A 为负值，则表示 A 点的挠度向下。

由此，可得平面矩形片弹簧的挠度 f_1 的公式为

$$f_1=\frac{1}{3}\cdot\frac{Pl^3}{EJ}\qquad(8-129)$$

对于矩形等截面的片弹簧，由于

$$J=\frac{1}{12}bh^3$$

式中 b——矩形片弹簧的宽度；

h——矩形片弹簧的厚度。

于是，挠度公式也可以写为

$$f_1 = \frac{4Pl^3}{Ebh^3} \qquad (8-130)$$

2．强度条件

这种类型的片弹簧，在自由端 A 处承受集中载荷 P 后，见图 8－45(a)，其根部所受弯矩最大，即 o 处为危险截面，则强度条件为

$$\frac{P_{max}l}{W_Z} \leqslant [\sigma]_W \qquad (8-131)$$

式中 $[\sigma]_W$——片弹簧材料的弯曲许用应力；

W_Z——片弹簧的抗弯截面模量，对于矩形等截面的片弹簧，$W_Z=bh^2/6$。

于是，强度条件也可以写成为

$$P_{max} \leqslant \frac{bh^2}{6l}[\sigma]_W \qquad (8-132)$$

钢带材料的选用可按 GB 3530—83 进行。热处理弹簧钢带按强度分为三个等级：I 级强度钢带（钢带的厚度可以大于 1mm）、II 级强度钢带（钢带的厚度不大于 1.0mm）和 III 级强度钢带（钢带的厚度不大于 0.8mm）。

各级钢带的强度和硬度如表 8－15 所示。

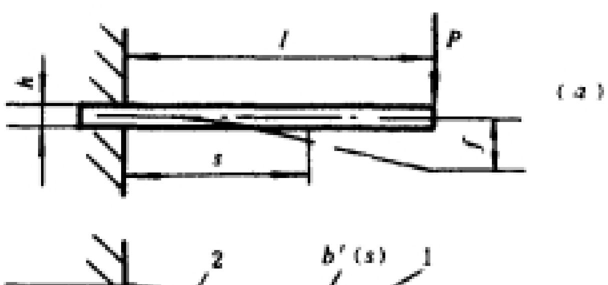
表 8－15 钢带的强度与硬度

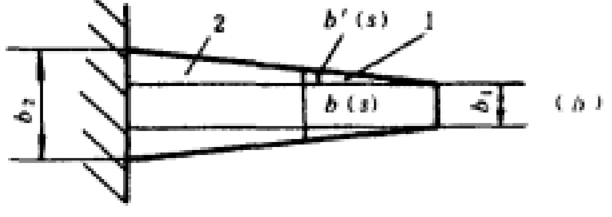
强度级别	抗拉强度 σ_b/(N/mm²)	维氏硬度 HV
I	1300～1600	375～485
II	1601～1900	486～600
III	>1900	>600

自动武器中片弹簧材料可选用 III 级强度的钢带，其弯曲许用应力可取为 $[\sigma]_W=1500\sim1800\text{N/mm}^2$，特殊需要时也可选用 σ_b 更高的材料。

二、平面梯形片弹簧[28]

片弹簧在工作时所承受的弯矩根部大而外端小，若将片弹簧改为根部宽而外端窄的梯形，从而使之受力较均匀，近似成为等强度的悬臂梁。这种平面梯形片弹簧的形状如图 8－46 所示。





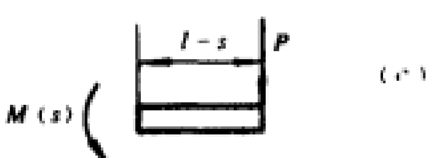


图 8－46 平面梯形片弹簧
(a)片弹簧的侧视图形；
(b)片弹簧的平面图形；
(c)隔离体的受力图

1．挠度计算公式

对于平面梯形片弹簧挠度 f 的计算，最简便的方法是利用莫尔积分法。

$$f = \int_l \frac{M(s)M_0(s)\mathrm{d}s}{EJ(s)} \qquad (8-133)$$

式中 f——承受载荷处的挠度；

E——片弹簧材料的弹性模量；

l——片弹簧的工作长度；

$M(s)$——片弹簧任一截面上所承受的外力矩；

$M_0(s)$——在计算挠度的部位加上单位力时，片弹簧任一截面上所受的力矩；

$J(s)$——片弹簧钢片截面的惯性矩。

对于矩形截面而言：$J(s)=\dfrac{h^2 b(s)}{12}$。

由于 $M(s)$、$M_0(s)$、$J(s)$ 均是 s 的函数，则首先要找出它们的表达式。

由图 8－46(c)中可知

$$M(s) = P(l - s)$$
$$M_0(s) = l - s$$

从图 8－46(b)中可知，二个三角形相似，即$\triangle_1 \sim \triangle_2$，则

$$\frac{b'(s)}{\dfrac{b_2 - b_1}{2}} = \frac{l - s}{l}$$

$$b'(s) = \frac{b_2 - b_1}{2} \cdot \frac{l - s}{l}$$

而梯形片弹簧任一截面处的宽度为

$$b(s) = b_1 + 2b'(s) = b_1 + (b_2 - b_1)\left(\frac{l - s}{l}\right)$$

则可得到

$$J(s) = \frac{1}{12}h^3 b(s) = \frac{h^3}{12}\left[b_1 + (b_2 - b_1)\left(\frac{l - s}{l}\right)\right]$$

将 $M(s)$、$M_0(s)$、$J(s)$代入(8－133)式积分之

$$f = \int_0^l \frac{P(l - s)(l - s)\mathrm{d}s}{E\dfrac{h^3}{12}\left[b_1 + (b_2 - b_1)\left(\dfrac{l - s}{l}\right)\right]}$$

可以得到

$$f = \frac{4Pl^3}{Eb_2h^3}\alpha = \frac{1}{3}\frac{Pl^3}{EJ}\alpha = f_1\alpha \qquad (8-134)$$

其中
$$f_1 = \frac{1}{3}\frac{Pl^3}{EJ}$$

$$\alpha = 3\left[\frac{b_2}{2(b_2 - b_1)} - \frac{b_1 b_2}{(b_2 - b_1)^2} + \frac{b_1^2 b_2}{(b_2 - b_1)^3}\ln\frac{b_2}{b_1}\right] \qquad (8-135)$$

式中　P——加于梯形片弹簧上的载荷；

J——梯形片弹簧根部的截面惯性矩，对于矩形截面　$J=\dfrac{1}{12}b_2h^3$；

b_2——梯形片弹簧根部的宽度；

b_1——梯形片弹簧外端的宽度；

h——梯形片弹簧的厚度；

α——修正系数，其值由$\dfrac{b_1}{b_2}$之比值而定。

我们可以根据事先给出的$\dfrac{b_1}{b_2}$之比值，计算出修正系数 α 的值，并做出表格来，以方便实际应用。

为此，先将(8－135)式变成如下形式

$$\alpha = 3\left[\frac{1}{2\left(1-\frac{b_1}{b_2}\right)} - \frac{\frac{b_1}{b_2}}{\left(1-\frac{b_1}{b_2}\right)^2} + \frac{\left(\frac{b_1}{b_2}\right)^2}{\left(1-\frac{b_1}{b_2}\right)^2}\ln\frac{b_2}{b_1}\right]$$

然后，根据实际情况，预先给出一系列 b_1/b_2 之比值，代入上式算出修正系数 α 值来。其计算结果如表 8－16 所示。

表 8－16　平面梯形片弹簧修正系数 α 的数值表

$\frac{b_1}{b_2}$	0	0 1	0 2	0 333	0 5	0 6	0 7	0 8	1
$\ln\frac{b_2}{b_1}$	∞	2 303	1 609	1 100	0 693	0 511	0 357	0 223	0
α	1 500	1 392	1 314	1 236	1.158	1 119	1 086	1 053	1

还可以根据上述表格，画出 $\alpha \sim b_1/b_2$ 的曲线来，如图 8－47 所示。在实际应用时，就可以根据 b_1/b_2 之比值，直接在图 8－47 的曲线上查出相应的修正系数 α 值来。

2．强度条件

在图 8－46(a)所示的安装形式，平面梯形片弹簧的根部弯矩最大，此处为危险截面。其强度条件为

$$\sigma = \frac{P_{max} l}{W_z} \leqslant [\sigma]_W \qquad (8-136)$$

式中　W_Z——梯形片弹簧根部的抗弯截面模量。

对于矩形截面的梯形片弹簧，由于 $W_Z = b_2h^2/6$，强度条件也可写成为

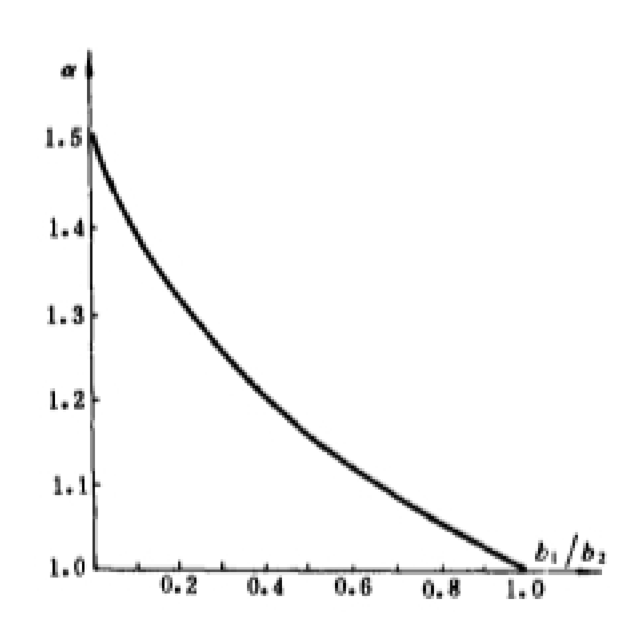


图 8－47　修正系数 α 的曲线

$$P_{max} \leqslant \frac{b_2h^2}{6l}[\sigma]_W \qquad (8-137)$$

三、弧状矩形片弹簧[30]

这种片弹簧在自由状态下侧面呈圆弧状。当载荷加于片弹簧外端时，弹簧将逐渐被压平。现讨论钢片厚度为 h 其平面图形为矩形的弧状片弹簧，如图 8－48 所示。

1．挠度计算公式

这种弧状矩形片弹簧属于小曲率的曲杆。设该片弹簧在自由状态下其圆弧段所对应的圆心角 φ_0，对于圆心角 φ_0 比较小的弧状片弹簧，一般 $\varphi_0 < 60°$ 情况下，计算挠度时可以不考虑中性线的移位，即近似地认为中性线仍在对称轴线位置。利用莫尔积分法，其挠度 f 为

$$f = \int_0^{s_0} \frac{M(s)M_0(s)\mathrm{d}s}{EJ} \qquad (8-138)$$

上式中各符号的意义同前。

现在，分别先求出 $M(s)$ 和 $M_0(s)$ 的表达式。为此，在 m 处取隔离体，并作出受力分析来。如图 8－49 所示。

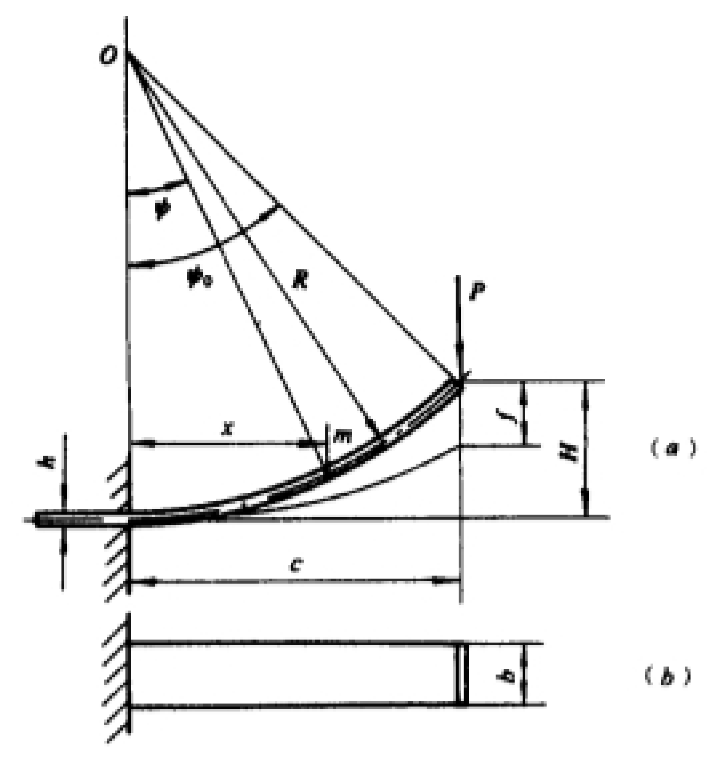


图 8－48 弧状矩形片弹簧

(a)片弹簧的侧视图形；(b)片弹簧的俯视图形

图 8－49 弧状矩形片弹簧的受力

若设所研究的截面至片弹簧根部之弧长对应的圆心角为 ψ，取 ψ 为自变量，则有

$$s = R\psi$$

$$\mathrm{d}s = R\mathrm{d}\psi$$

由图 8－49 可知

$$M(s) = P(c - x) = P(c - R\sin\psi)$$

$$M_0(s) = (c - x) = C - R\sin\psi$$

将 $M(s)$、$M_0(s)$代入(8－138)式中积分之

$$f = \int_0^{\psi_0} \frac{P(C - R\sin\psi)\cdot(C - R\sin\psi)R\mathrm{d}\psi}{EJ}$$

$$= \frac{PC^3}{EJ}\cdot\frac{1}{\sin^3\psi_0}\left[\psi_0\sin^2\psi_0 + \frac{3}{4}\sin 2\psi_0 - 2\sin\psi_0 + \frac{1}{2}\psi_0\right]$$

对于矩形等截面的片弹簧，由于 $J = bh^3/12$。代入上式后，即可得到

$$f = \frac{4PC^3}{Ebh^3}\beta = \frac{1}{3}\cdot\frac{PC^3}{EJ}\beta = f_1\beta \qquad (8-139)$$

$$\beta = \frac{3}{\sin^3\psi_0}\left[\psi_0\sin^2\psi_0 + \frac{3}{4}\sin 2\psi_0 - 2\sin\psi_0 + \frac{1}{2}\psi_0\right] \qquad (8-140)$$

式中 c——弧状矩形片弹簧的水平长度；

b——弧状矩形片弹簧的宽度；

h——弧状矩形片弹簧的厚度；

β——修正系数，它是 $\sin\psi_0$ 的函数。

弧状矩形片弹簧的高度 H 与水平长度 c 之比值不同时，ψ_0 的值也不同。这几个特征量的几何关系，如图 8－50 所示。

在图 8－50 中，根据几何关系可以得到

$$\sin\psi_0 = 2\sin\frac{\psi_0}{2}\cos\frac{\psi_0}{2}$$

$$= 2\frac{H}{\sqrt{H^2+c^2}} \cdot \frac{c}{\sqrt{H^2+c^2}}$$

$$= \frac{2\frac{H}{c}}{\left(\frac{H}{c}\right)^2+1} \qquad (8-141)$$

根据实际情况可以预先给出一系列 H/c 之比值，代入(8－141)式和(8－140)式中，算出修正系数 β 的值来，并制出相应的表格，以方便实际应用。如表 8－17 所示。

表 8－17　弧状矩形片弹簧修正系数 β 的数值表

$\frac{H}{c}$	0	0 1	0 2	0 3	0 4	0 5	0 6
$\sin\psi_0$	0	0 1980	0 3846	0 5505	0 6897	0 8000	0 8824
ψ_0/°	0	11 42	22 62	33 4	43 6	53 13	61 93
β	1	1 002	1 008	1 014	1 026	1 038	1 047

还可以根据表 8－17 的数据，画出 $\beta \sim H/c$ 的关系曲线，如图 8－51 所示。在实际应用时，可以根据 H/c 之比值，直接在图 8－51 的曲线上查出相应的修正系数 β 的数值。

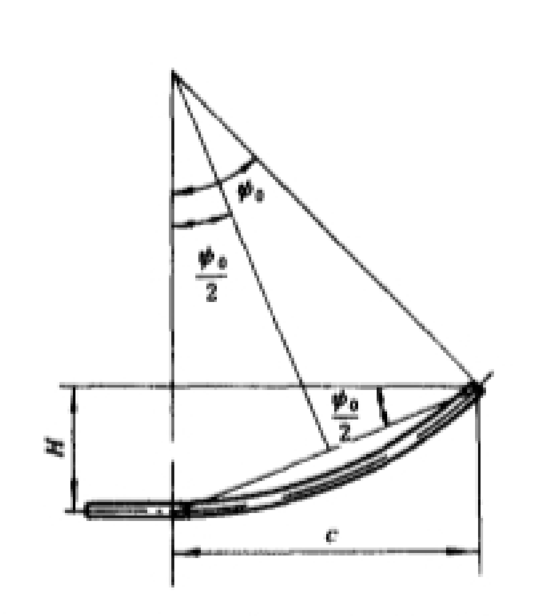


图 8－50　弧状片弹簧各特征量的几何关系

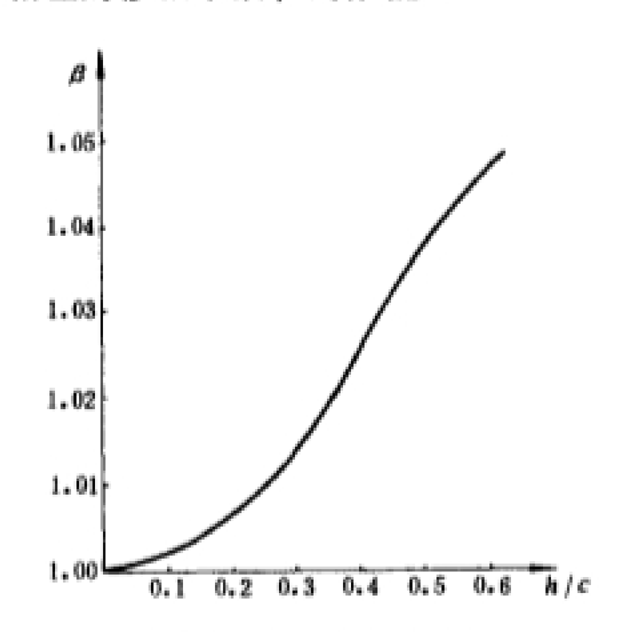


图 8－51　修正系数 β 的曲线

从 β 的数值表和图 8－51 中可以看出：当 $H/c<0.2$ 时，$\beta\approx1$。这时如果用 1 来代替 β，其误差在 1%以内。因此，这种尺寸的弧状矩形片弹簧，完全可以按照长度为 c 的平面矩形片弹簧的公式来计算挠度，即

$$f = \frac{4Pc^3}{Ebh^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{Pc^3}{EJ} = f_1 \qquad (8-142)$$

此外，如果挠度 f 大于弹簧水平长度 c 的 0.3 倍时，由公式(8－139)算出的结果与实际出入较大。

2. 强度条件

弧状矩形片弹簧的最大弯矩也在根部，这里即为危险截面，其强度条件与平面矩形片弹簧完全一样，可以参照上述平面矩形片弹簧的情况进行计算。

四、弧状梯形弹簧[28]

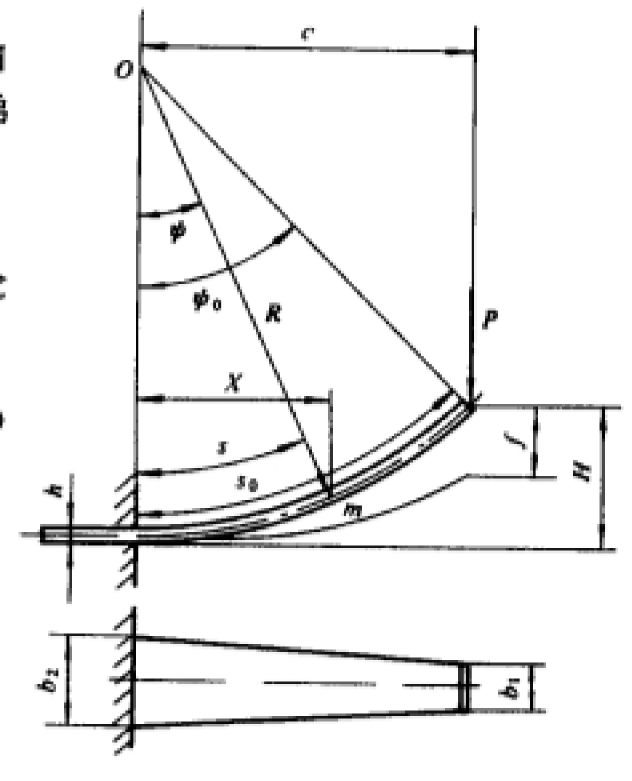


图 8—52 弧状梯形片弹簧

这种钢片厚度为 h 的弧状梯形片弹簧，在自由状态下，其侧视图形呈圆弧状，而其俯视图形为梯形，如图 8—52 所示。

1. 挠度计算式

弧状梯形片弹簧的挠度公式，根据前面的讨论可表达为下述关系式。设其挠度为 f，则

$$f=\int_0^{\psi_0}\frac{M(s)M_0(s)\mathrm{d}s}{EJ(s)} \qquad (8-143)$$

式中各量，由上述讨论可知

$$M(s)=P(c-R\sin\psi)$$

$$M_0(s)=c-R\sin\psi$$

$$J(s)=\frac{h^3}{12}\left[b_1+(b_2-b_1)\left(\frac{s_0-s}{s_0}\right)\right]$$

$$s=R\psi \qquad \mathrm{d}s=R\mathrm{d}\psi$$

将各量代入式(8—143)中，则可得

$$f=\int_0^{\psi_0}\frac{P(c-R\sin\psi)^2R\mathrm{d}\psi}{E\dfrac{h^3}{12}\left[b_1-(b_2-b_1)\left(\dfrac{s_0-R\psi}{s_0}\right)\right]} \qquad (8-144)$$

只要积分式(8—144)，即可得到挠度 f 的表达式，但积分结果比较复杂。

在进行自动武器中所用弧状梯形片弹簧的设计时，可以用近似修正法来求 f 之值。其方法是：在平面矩形片弹簧的基础上，可先按弧状矩形片弹簧加以修正，然后再按平面梯形片弹簧加以修正。于是可得

$$f=\frac{1}{3}\cdot\frac{Pc^3}{EJ}\cdot\beta\cdot\alpha=\alpha\beta f_1 \qquad (8-145)$$

式中 f_1——平面矩形片弹簧自由端，承受集中载荷处的挠度；

β——按弧状矩形片弹簧修正时的修正系数；

α——按平面梯形片弹簧修正时的修正系数；

J——弧状梯形片弹簧根部的截面惯性矩，对于矩形截面：$J=\frac{1}{12}b_2h^3$。

这样即可得到弧状梯形片弹簧的自由端，在外力 P 作用下其着力点之挠度 f 的近似值。

2. 强度条件

弧状梯形片弹簧的最大弯矩也在根部，这里即为危险截面，其强度条件可参照上述各种片弹簧的情况进行计算。

8.6.2 片弹簧的设计步骤

1. 确定片弹簧的类型

根据结构设计的需要来确定片弹簧的类型，一般情况下常采用简单的片弹簧；为使片弹簧受力均匀，则可采用梯形片弹簧；否则可采用矩形片弹簧；选用带平面基底的弧形片弹簧，可以限制弹簧所承受的载荷，避免过大变形而折断。

2. 确定片弹簧结构尺寸及工作条件

通过结构设计选择片弹簧的结构尺寸(除簧片厚度外),如片弹簧的宽度 b;工作行程 λ;片弹簧的长度 l 或水平长度 c 以及需要提供的最大载荷 P_{max} 等。

3. 计算片弹簧的厚度

根据载荷情况选好合适的钢带材料;根据许用应力和最大载荷 P_{max},由强度条件来确定片弹簧钢带的厚度 h。

4. 绘制弹簧零件图、特性曲线及确定技术条件

§8.7 环形弹簧

8.7.1 环形弹簧的用途、构造及工作特性

一、环形弹簧的用途

环形弹簧是由若干个彼此以锥面相配合的具有弹性的内、外钢环叠合而成。工作时,内外环锥形面间产生很大的摩擦力,消耗掉所吸收的大部分能量,而只能放出吸收总能量的 1/3 左右,其结构形状如图 8—53 所示。

由于环形弹簧的缓冲能力很高,通常用在空间尺寸受到限制而又需要大量吸收机械能量的机构中作缓冲簧。如普遍机械中的大型管道的吊架缓冲簧,振动机械的支承缓冲簧,重型铁路车辆联接部分的缓冲簧等;在自动武器中主要用于大口径武器中作枪机缓冲簧(枪机后坐式武器)、枪机框缓冲簧(导气式武器)以及枪管缓冲簧(管退式武器)等。

环形弹簧的工作性能与内外环锥形面的粗糙度和润滑条件有很大关系,为了防止环形弹簧圆锥表面间受擦伤和粘着,减少磨损、消除杂音和冷却其工作表面,可在接触面间加入润滑剂。常用的固体润滑剂为石墨,也可用润滑脂等。

二、环形弹簧的结构和性能

环形弹簧的结构是由许多对内、外钢环交替迭积成形,每对相接触的内、外钢环其接触面都是圆锥面,环形弹簧的迭积和具体的结构如图 8—54 所示。

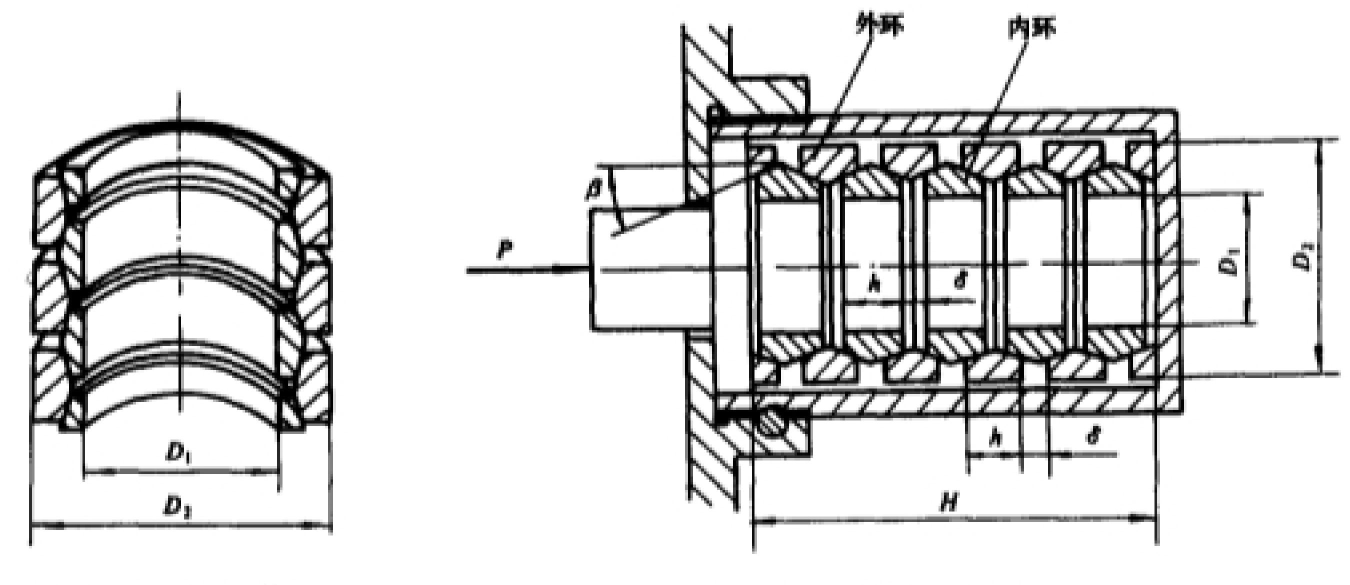


图 8—53 环形弹簧的形状

图 8—54 环形弹簧的结构

图中 D_1——环形弹簧的内径;

D_2——环形弹簧的外径;

H——环形弹簧的总高度；

h——单个环的高度(两端的半环高度为$\frac{h}{2}$)；

β——环形弹簧的半锥角；

δ——环与环之间的间隙。

当一轴向载荷加于环形弹簧时，在环与环的接触面上产生很大的压力。此压力的作用结果是外环直径变大(拉伸)内环直径减小(压缩)。两环在克服其间的摩擦力后，在配合圆锥面上产生相对滑动并互相压入，使弹簧总长度缩短。在这种弹簧中，各环的半锥角β要做得比摩擦角φ大些。这样，当减去弹簧上的载荷时，各环内部的弹性力则能克服各环接触面上的摩擦力而使其恢复原来尺寸。

环形弹簧变形时，外加载荷与各环的弹性力和摩擦力平衡。由于摩擦力在压缩(加载)和伸张(卸载)时改变方向，所以外加载荷的大小在两阶段是不相等。图8—55所示为环形弹簧的特性曲线，OA表示加载时载荷与压缩量的关系，OA为一条直线。卸载时，最初压缩量没有变化，产生了很明显的滞后现象，图上为AB线段。当载荷减小到一定程度时，各环内的弹性力克服了反向摩擦力后外环才开始伸张，沿BO线段恢复到原来尺寸。为了进行比较，图上画出了OC直线，以表示在没有摩擦力的情况下载荷与变形的关系。

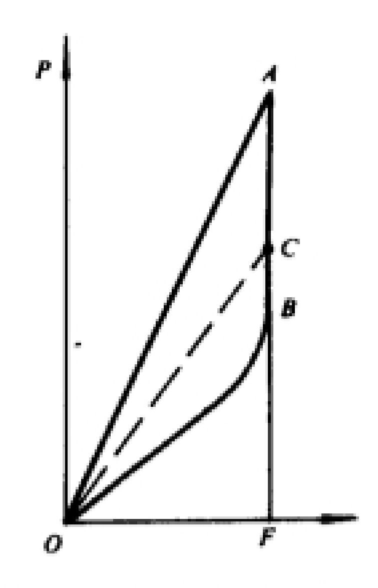


图8—55　环形弹簧的特性曲线

图中面积$OACBO$代表由摩擦力所做的功，此功转变为热能而消耗，它表示弹簧变形时的能量总损失。损失的大小与半锥角β、接触面的表面状态有关，一般将损失60～70%的能量。因此，环形弹簧的缓冲减振能力很高，单位面积材料的储能能力比其它类型弹簧大。增减圆环的数目可以改变环形弹簧的压缩量。

环形弹簧在工作载荷较大，强度要求不能满足时，也可组成组合弹簧应用，即采用两套不同直径环形弹簧同心安装，或由环形弹簧与另一个圆柱螺旋弹簧组成组合式弹簧。

8.7.2　环形弹簧主要参量的计算公式

一、环形弹簧工作时的耗能分析

环形弹簧变形时，外加载荷与各环的弹性力和摩擦力相平衡。由于摩擦力在压缩(加载)和伸张(卸载)时改变方向，所以外加载荷的大小在加载和卸载两个阶段是不相等的。

环形弹簧外加载荷与内力的平衡受力图如图8—56所示。在不同阶段每一半环力的平衡条件可以写成如下形式

压缩阶段　$$P_y = pS(\sin\beta + f\cos\beta) \tag{8—146}$$

伸张阶段　$$P_s = pS(\sin\beta - f\cos\beta) \tag{8—147}$$

式中　S——内、外钢环圆锥的接触面积；

p——圆锥面上单位面积的法线压力；

f——接触面上的摩擦系数。

由伸张阶段载荷与内力的平衡关系式(8—147)中，很容易得到

$$\beta > \text{arc tg} f = \varphi$$

只要半锥角 β 大于摩擦角 φ 时，外环的内力就可以在克服了摩擦之后，把内环推挤出去。

伸张阶段与压缩阶段载荷的比值为

$$\frac{P_s}{P_y}=\frac{\sin\beta-f\cos\beta}{\sin\beta+f\cos\beta} \tag{8-148}$$

假设环形弹簧的总压缩量为 F，则弹簧在缓冲工作过程中的能量损失 ΔE 与全部后坐能量 E 的比值为

$$\frac{\Delta E}{E}=\frac{P_yF-P_sF}{P_yF}=\frac{2f\cos\beta}{\sin\beta+f\cos\beta} \tag{8-149}$$

一般情况下： $\beta=14°\sim17°$，$f=0.10\sim0.16$

若取 $\beta=14°$，$f=0.12$，代入上式可得

$$\Delta E/E=65\%$$

若取 $\beta=15°$，$f=0.14$，代入上式则得

$$\Delta E/E=69\%$$

二、环形弹簧的强度计算公式[3]

环形弹簧承受轴向载荷 P_y 时，其内环受压缩，外环受拉伸。从受力分析入手，可推出内环和外环的应力计算公式。

现取半个外环作为研究对象，画出受力图，如图 8－57 所示。

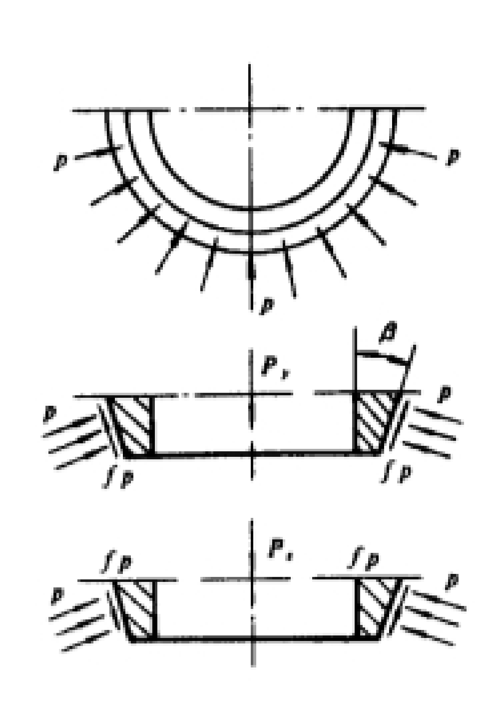
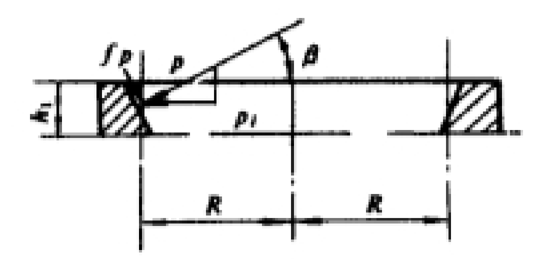




图 8－56 环形弹簧外加载荷与内力的平衡



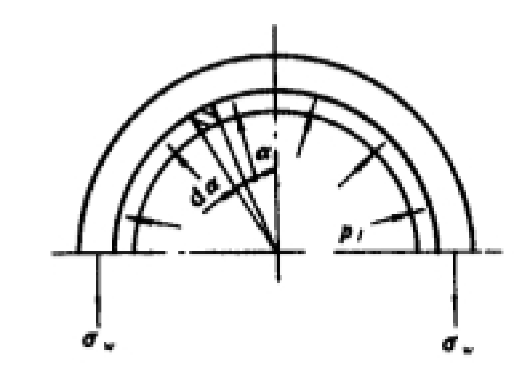


图 8－57 环形弹簧外环的应力

将作用在外环的内圆锥表面上单位面积的力取水平投影，则得

$$p_l=p(\cos\beta-f\sin\beta) \tag{8-150}$$

式中 p——单位圆锥面积上的法线压力；

p_l——作用到圆锥面单位面积上的水平力。

法线压力 p 之值可由公式(8－146)得到

$$p=\frac{P_y}{S(\sin\beta+f\cos\beta)}$$

将此式代入公式(8－150)中，并令 $f=\mathrm{tg}\varphi$，化简后得到

$$p_l = \frac{P_y(\cos\beta - f\sin\beta)}{S(\sin\beta + f\cos\beta)} = \frac{P_y}{S\text{tg}(\beta+\varphi)} \qquad (8-151)$$

根据图 8－57 所示的受力图，在外半环两端截面应力所形成的作用力应与 P_l 在外半环内圆锥表面上所产生的作用力相平衡，因此可得平衡方程式为

$$S_W\sigma_W = p_l\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} Rh_1\cos\alpha d\alpha = \frac{P_y}{S\text{tg}(\beta+\varphi)} \cdot 2Rh_1$$

式中 h_1——半环的垂直高度(将半环内表面看作是垂直的)；

S_W——外半环的横截面积；

σ_W——外半环截面上的应力；

R——外环的内圆锥面之平均半径。

当处于最大压缩时，两钢环锥面的接触高度即为 h_1，则两个钢环圆锥部分的接触面积近似为 S。但 $S=2\pi Rh_1$，最后得到外环的应力公式

$$\sigma_W = \frac{P_y}{\pi S_W\text{tg}(\beta+\varphi)} \qquad (8-152)$$

同理可以得到内环的应力公式为

$$\sigma_N = \frac{P_y}{\pi S_N\text{tg}(\beta+\varphi)} \qquad (8-153)$$

三、环形弹簧的压缩量计算公式[3]

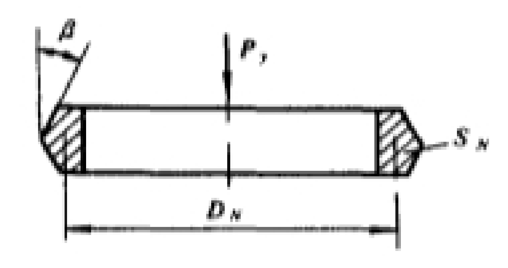
设环形弹簧由总个数为 n 的内环与外环所组成，每个内环与外环结构形状如图 8－58 所示。当受轴向压力 P_y 后，其环的端面轴向总位移(即环形弹簧的总压缩量)F_n 为

$$F_n = \frac{(n-1)P_y}{2\pi E\text{tg}\beta\text{tg}(\beta+\varphi)}\left[\frac{D_N}{S_N} + \frac{D_W}{S_W}\right] \qquad (8-154)$$

式中 D_N、D_W——通过内、外环横截面中点的圆周直径；

S_N、S_W——分别为内、外环横截面之面积。

上式中的$(n-1)$系考虑环形弹簧两端的两环各只有一半，实际折合成一环。



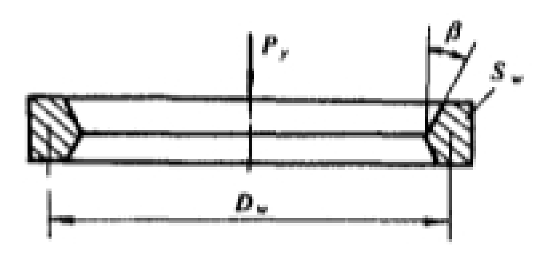


图 8－58 环形弹簧的截面状态

公式(8－154)证明如下：

设每一对半个钢环(即内、外环各取一半共折合为一环)的压缩量为 F_1，则

$$F_1 = \frac{\Delta R_N + \Delta R_W}{\text{tg}\beta}$$

式中 ΔR_N、ΔR_W——为内环及外环的径向变形。

径向相对变形与切向应力的关系为

$$\begin{cases} \dfrac{2\Delta R_N}{D_N} = \dfrac{\sigma_N}{E} \\ \dfrac{2\Delta R_W}{D_W} = \dfrac{\sigma_W}{E} \end{cases}$$

将公式(8－152)和公式(8－153)分别代入上式，则得

$$\begin{cases}\Delta R_N = \dfrac{D_N}{2E} \cdot \dfrac{P_y}{\pi S_N \mathrm{tg}(\beta+\varphi)} \\ \Delta R_W = \dfrac{D_W}{2E} \cdot \dfrac{P_y}{\pi S_W \mathrm{tg}(\beta+\varphi)}\end{cases}$$

将此二式代入求 $F1$ 的公式中，很容易得到

$$F_1 = \frac{P_y}{2\pi E \mathrm{tg}\beta \mathrm{tg}(\beta+\varphi)}\left[\frac{D_N}{S_N} + \frac{D_W}{S_W}\right] \qquad (8-155)$$

因此，得到 $n-1$ 环所组成的环形弹簧总压缩量 F_n 之值为

$$F_n = (n-1)F_1 = \frac{(n-1)P_y}{2\pi E \mathrm{tg}\beta \mathrm{tg}(\beta+\varphi)}\left[\frac{D_N}{S_N} + \frac{D_W}{S_W}\right]$$

8.7.3 环形弹簧的设计步骤

环形弹簧在自动武器中用作自动机缓冲簧时，应给定如下已知参量作为设计依据。

弹簧应吸收的后坐能量 A(此值可取为最大后坐能量 E 并增加10%的裕度，即 $A=1.1E$；但如果缓冲簧在装配状态下已给出预压高度 H_1 并具有一定的能量 A_1，则所设计的环形弹簧应能吸收的能量为 $A=A_1+1.1E$)；

弹簧装配位置的最大尺寸即外径 D_2(因受结构的限制)。

具体的设计步骤如下：

1. 弹簧截面尺寸的选择

按弹簧允许的装配位置来选取环形弹簧的外径 D_2，但要注意留出一定间隙。

为了防止横向失稳，环形弹簧一般安装在导向管或导向杆上，弹簧与导向装置之间应留有一定间隙，其数值可取为被导向的圆环直径的 2%左右。

当 D_2 选定后，即可决定出环形弹簧各环截面的尺寸。可参照下述顺序进行。

单环高度 h 选择时要注意：h 过小则圆环截面面积小，应力较大，同时圆锥接触面面积小，表面应力增大；h 过大则因一般圆环截面厚度较小，制造比较困难。单环高度和宽度可在下述范围内选取。

单环的高度 h

$$h \approx \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{3}\right) D_2 \qquad (8-156)$$

当外径 D_2 较小时，h 应向大的方向取值，h 的值应取 mm 整数或带 0.5mm 的数值。

单环的平均厚度 B_{pj}(外环)、b_{pj}(内环)

$$\left.\begin{aligned} B_{pj} &\approx \left(\frac{1}{5} \sim \frac{1}{2}\right) h \\ b_{pj} &\approx \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{2}\right) h \end{aligned}\right\} \qquad (8-157)$$

然后确定单环的最大厚度和最小厚度。

外环的最大厚度 B_1 和最小厚度 B_2 为

$$B_1 = B_{pj} + \Delta$$
$$B_2 = B_{pj} - \Delta$$

内环的最大厚度 b_1 和最小厚度 b_2 为

$$b_1 = b_{pj} + \Delta$$
$$b_1 = b_{pj} - \Delta$$

式中 Δ 的取值应使圆锥半锥角 β 在 14°～17°之间，即

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{4\Delta}{h} = 0.25 \sim 0.3 \tag{8-158}$$

或

$$\Delta = \frac{1}{4} h \mathrm{tg}\beta \approx (0.06 \sim 0.08) h \tag{8-159}$$

当润滑条件较差，摩擦系数较大时，β 应取得大一些，以免发生环形弹簧的各环自锁。

2. 计算内、外环的全部尺寸并绘制零件图

外环的截面面积 S_W 和内环的截面面积 S_N 为

$$\begin{cases} S_W = B_{pj} h \\ S_N = B_{pj} h \end{cases}$$

当环形弹簧呈自由状态时，给出两环的间隙值 δ。间隙 δ 之值可取为 $\delta \approx \left(\frac{1}{4} \sim \frac{2}{3}\right) h$ 左右的 mm 整数或带 0.5mm 的数值。则内环的内径 D_1 为

$$\begin{aligned} D_1 &= D_2 - 2(B_2 + b_1) + \delta \mathrm{tg}\beta \\ &= D_2 - 2(B_1 + b_2) + \delta \mathrm{tg}\beta \end{aligned} \tag{8-160}$$

若近似取各环截面长边中点为横截面的中心，则可得外环和内环横截面中心的圆周直径 D_W、D_N 的近似值为

$$\left.\begin{aligned} D_W &= D_2 - B_1 \\ D_N &= D_1 + b_1 \end{aligned}\right\} \tag{8-161}$$

根据前面所得外环与内环的截面尺寸，即可绘出各环的零件图。

3. 最大压缩载荷的确定

环形弹簧截面尺寸初步选定后，根据所用材料的许用应力，利用前面的应力计算公式(8－152)和(8－153)找出钢环能承受的最大压缩载荷，取其中较小的值 P_{ymin}。

$$P_y = [\sigma]_W \pi S_W \mathrm{tg}(\beta + \varphi) \tag{8-162}$$

或

$$P_y = [\sigma]_N \pi S_N \mathrm{tg}(\beta + \varphi) \tag{8-163}$$

式中 $[\sigma]_W$、$[\sigma]_N$——分别为材料的拉伸和压缩许用应力；

S_W、S_N——外环和内环的横截面积；

φ——摩擦角。

当环形弹簧各接触锥面加以润滑的条件下，在计算时摩擦系数可取为 $f=0.1 \sim 0.16$，这时对应的摩擦角 $\varphi = 6° \sim 9°$。

关于环形弹簧许用应力的选取，一般随选用材料不同而异。设外环的拉伸应力 σ_W 和内环的压缩应力 σ_N 的平均值为 σ_{pj}，即 $\sigma_{pj} = (\sigma_W + \sigma_N)/2$。对于环形弹簧常用材料 60Si2MnA、65Si2MnWA 或 50CrMn 等弹簧钢而言，其许用应力$[\sigma]_W$、$[\sigma]_N$ 原则上可按表 8－18 选取。

任何材料的环形弹簧，都要保证弹簧在压缩到并紧高度时，其应力不会超过材料的弹性极限。

4. 最大压缩量 F_n 的确定

已知环形弹簧应吸收的后坐总能量不会超过 A 值，假设环形弹簧最大压缩量为 F_n，预压

量较小，可以忽略不计，由公式(8－162)和(8－163)中选出 P_y 中的最小值后，则由下式可得最大压缩量 F_n 为

$$F_n = 2A/P_{ymin} \tag{8-164}$$

表 8－18 环形弹簧的许用应力

加工和使用条件	外环许用应力 $[\sigma]_W/(N/mm^2)$	内环许用应力 $[\sigma]_N/(N/mm^2)$	平均许用应力 $[\sigma]_{Pj}/(N/mm^2)$
一般使用寿命	800	1200	1000
使用寿命短，接触表面未经精加工	1000	1300	1150
使用寿命短，接触表面经过精加工	1200	1500	1350

5. 总环数 n 的确定

根据 P_y 由压缩量公式(8－155)算出单环的压缩量 F_1，则总环数 n 为

$$n = \frac{F_n}{F_1} + 1 \tag{8-165}$$

环数 n 应取整数，n 为总环数的个数，其中有两个是端环，端环可以是整体的也可以是截短的，只有一个面工作；端环可以是内环，也可以是外环，由具体结构而定。

最后根据所取环数，再重新算出最大载荷时单环的实际压缩量 F_1。

6. 自由高度 H_0 的计算

环形弹簧在自由状态下的总高度 H_0 为

$$H_0 = \frac{n-1}{2}(h+\delta) + F_n \tag{8-166}$$

式中 δ——所选的弹簧在自由状态下相邻两外环或相邻两内环之间的间隙。

7. 绘制产品图和弹簧的工作图表及特性曲线 '

环形弹簧的产品图如图 8－59 所示。

绘制工作图表和特性曲线前先做下列计算：

(1) 利用公式(8－162)和(8－163)分别求出缓冲工作时能承受的最大载荷 P_y，并取较小的一个 P_{ymin} 作为 P_y；

(2) 根据确定的环数 n 和环的各个参数以及 P_{ymin}，利用公式(8－154)重新计算弹簧的压缩量 F_n；并可得环形弹簧工作时的长度 H_2 为

$$H_2 = H_0 - F_n \tag{8-167}$$

(3) 利用公式(8－148)求出缓冲簧伸张阶段的最大载荷 P_s。

有了 P_y、H_0、H_2 和选定的环形弹簧的装配高度 H_1，则可绘出所设计的环形弹簧的工作图表。

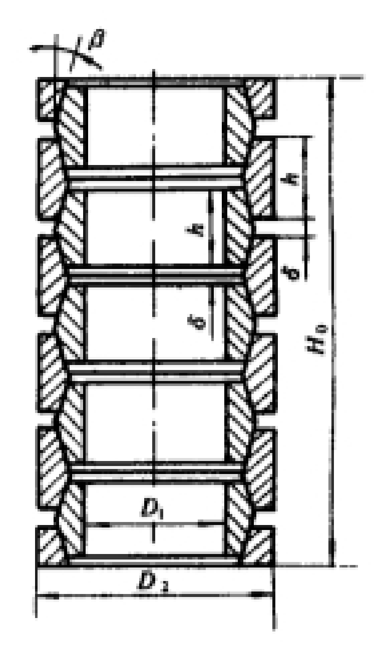


图 8－59 环形弹簧的产品图

有了 P_y、P_s 和 F_n 各值，即可绘出所设计的环形弹簧的特性曲线。

提出生产制造和检验环形弹簧的技术条件，给出的环形弹簧各个参数以及零件图上的尺寸公差。

第九章　缓冲装置

§9.1　缓冲装置的作用和种类

自动武器各运动件都是高速、间歇性和往复性地工作，常伴有冲击运动，尤其是枪机和枪身后坐与复进到位时的冲击较大。所以，常装有缓冲装置。

缓冲装置的作用是：吸收构件运动到位的动能，减小冲击力，以提高零部件的寿命；枪机和枪身缓冲器能减小对架座或射手的后坐力，以提高射击稳定性和射击精度，或减轻射手的疲劳；有时还要求缓冲装置将吸收的能量再释放出来，变成枪机和枪身的动能，以提高射速。

现有自动武器的缓冲装置有下列几类：

一、弹性缓冲器

主要用弹簧、橡胶或塑料等作为缓冲介质的缓冲器；也有用惯性体作为缓冲防反跳元件。

二、液压缓冲器

用可压缩或不可压缩液体作为缓冲介质的缓冲器。

三、气体缓冲器

常用火药气体作为缓冲介质的缓冲器。例如 23－2 型航炮上利用炮管导气室上的侧孔将火药气体导入炮身后挡盖上的活塞室内，对传动机框后坐到位进行缓冲，并可利用释放出的能量以提高射速，减轻武器质量。

§9.2　弹性缓冲器

9.2.1　弹簧缓冲器

用弹簧作为缓冲介质的缓冲器较多。缓冲弹簧有多种，如圆形断面或矩形断面的圆柱形螺旋弹簧，碟形弹簧、摩擦弹簧等。下面将分别叙述。

一、圆柱形螺旋弹簧缓冲器

1. 圆形断面圆柱形螺旋弹簧缓冲器

钢丝为圆形断面的弹簧容易制造，故用得较多。细的钢丝可冷缠而成；粗的钢条可热缠后再淬火而成。图 9－1(a)是 54 式 12.7mm 高射机枪的枪机和枪机框缓冲器，结构很简单。它的钢丝直径为 8.5mm，弹簧刚度为 880N/mm。

2. 矩形断面圆柱形螺旋弹簧

矩形断面的钢条比圆形断面的钢丝制造要麻烦些，但矩形断面弹簧的钢度较大，压缩量不大，在外廓尺寸相同条件下，储蓄能量较多，而且部分变形能变成了热能而不能再释放出来，因而缓冲效果较好。不少枪机和枪身后坐到位缓冲器都采用矩形断面弹簧，如图 9－1(b)所示。

二、环形弹簧缓冲器

环形弹簧由许多内外钢环组成，每对相接触的内外钢环的接触面都是圆锥面，如图 9－2(*a*)所示。

当一轴向载荷加于这种弹簧时，在环与环的接触面上产生很大的压力。此压力的作用结果是外环胀大(拉伸)内环变小(压缩)。两环克服其间的摩擦力后互相压入，使弹簧总长缩短。在这种弹簧中，各环的半锥度角 β 要做得比摩擦角大些。因此，当减去弹簧上的载荷时，各环内部的弹性力能克服各环接触面的摩擦力而使其恢复原来尺寸。

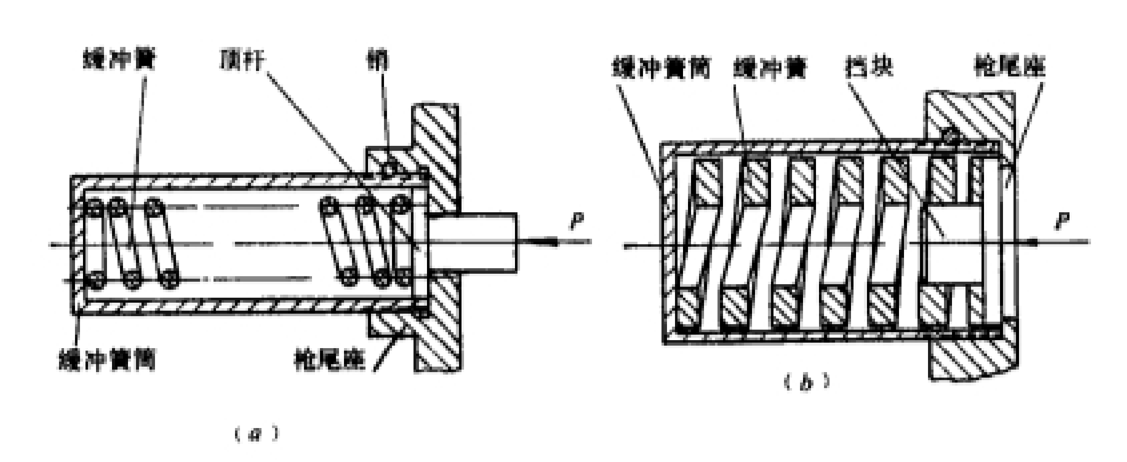


图 9－1　圆柱形螺旋弹簧缓冲器

(*a*)　圆形断面；(*b*)矩形断面

当环形弹簧变形时，外加载荷与各环的弹性力和摩擦力平衡。由于摩擦力在压缩(加载)和伸张(卸载)时改变方向，所以外加载荷的大小在两阶段是不相等的。图 9－2(*b*)为环形弹簧的示性曲线，*OA* 表示加载时载荷与压缩量的关系，*OA* 为一直线。当卸载时，最初压缩量没有变化，图上为 *AB* 线段。当载荷减小到一定程度，各环内的弹性力克服了摩擦力后，弹簧才开始伸张，沿 *BO* 线段恢复到原来尺寸。为了进行比较，图上画出了 *OC* 直线以表示在没有摩擦力的情况下载荷与变形的关系。

面积 *OACBO* 代表由摩擦力所做的功，此功变为热能。它表示弹簧变形时的能量总损失。损失的大小与半锥度角 β、接触面的表面状态有关，一般将损失 60～70% 的能量。

由于环形弹簧的缓冲能力很高，在需要吸收大量后坐能量而不返回给运动件的缓冲器中，常选用这种弹簧。

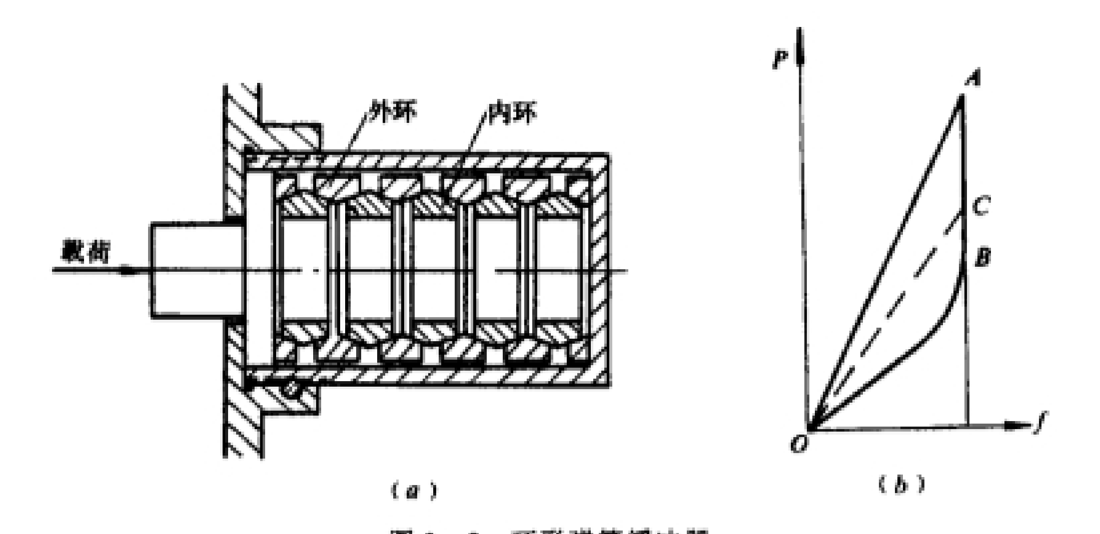


图 9－2　环形弹簧缓冲器

(*a*) 环形弹簧的结构；(*b*) 环形弹簧的示线曲线

三、摩擦簧缓冲器

在各种类型的勃朗宁式机枪中，几乎都安装有结构相同的一种摩擦簧缓冲器，用于吸收枪机后退到位时的多余能量，控制射速和改善相关零件的受力。这种摩擦簧缓冲器与其它类型的缓冲器相比具有吸收能量大，能将摩擦功转变为热能而不能再释放的特点。

勃朗宁式机枪用摩擦簧缓冲器的结构如图 9－3(*a*)所示。枪机通过顶杆挤压紧贴在后面的摩擦环，摩擦环与锥芯配成一对摩擦副，多个摩擦副串联在一起。最后一个摩擦副由一根弹簧支承。摩擦副的构造与普通环式缓冲器的构造相似，只是摩擦环是开口的，周围对称地刻有深槽(图 9－3)，以便在锥芯作用下使其外表面与套筒内壁较均匀地接触，产生轴向摩擦力。当枪机后坐到顶杆挤压摩擦环时，串联在后面的各摩擦副相继产生摩擦抗力，弹簧也产生形变，于是枪机的能量即由此摩擦所消耗和弹簧变形所吸收。这些摩擦抗力与后面的弹簧力之和即为枪机所受的运动阻力。

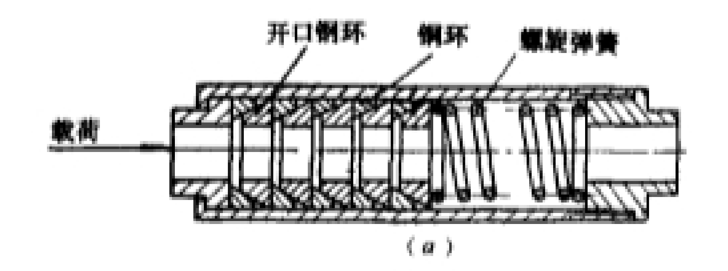
枪机后坐到位后，弹簧开始伸张，推动锥芯向前运动。由于枪机的惯性和各级摩擦副的抗力，锥芯继续使环张开，紧贴套筒内壁，但弹簧越伸张簧力越小，各级摩擦环紧贴套筒的压力也小，且摩擦力的方向已经改变，使枪机所受的推力为簧力与摩擦力之差。同时，由于摩擦力的存在，使一部分弹簧能量被消耗，枪机的返回速度受到限制。摩擦副越多，摩擦力越大，被消耗的能量越多，甚至能被全部消耗，使枪机几乎得不到推力。

轴向摩擦抗力的大小除与摩擦副数量有关外，还与摩擦环的壁厚、表面状态和锥角 β 有关。若壁薄、表面粗糙、锥角 β 小，则轴向摩擦力愈大。所以，可利用这些参数来调节缓冲效果，并控制射速。这种缓冲器必须是封闭的，以防尘土进入，而且摩擦环常用铜合金制成，以保持摩擦系数的稳定。锥角 β 必须大于摩擦角，以免产生自锁现象，而失去缓冲效果。

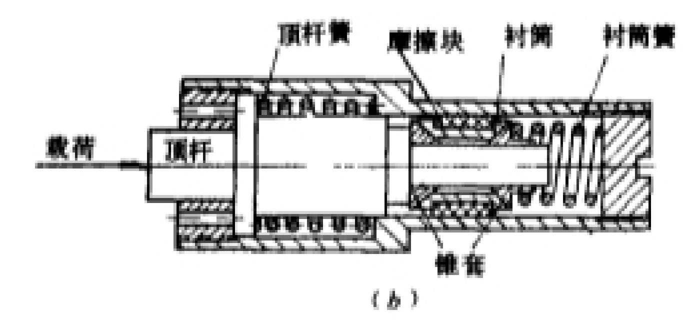
图 9－3(*b*)为美 M60 机枪的缓冲器，也是利用摩擦吸收能量。它由一个衬筒、两个锥套及二个螺旋弹簧组成，在衬筒外面有若干个摩擦块。当运动件与缓冲器撞击时，顶杆追使两个锥套接近，将衬筒向外挤压变形，在摩擦块与衬筒之间产生很大的摩擦力，因而运动机件后坐能量大部分损失掉。撞击后顶杆同时压缩顶杆簧和衬筒簧(两簧为并联结构)，两簧各吸收一小部分能量，然后衬筒簧将锥套送回原位，顶杆簧将顶杆送回原位等待下一次运动机件的撞击。

四、双向缓冲器

有些武器在枪身与摇架之间安装有对后坐和复进都有缓冲作用的缓冲器，称双向缓冲器。56 式 14.5 高射机枪就采用了这种缓冲器，其作用就是减小枪身后坐和复进对摇架的冲击力，以提高武器射击稳定性和射击精度。



(*a*)



(*b*)

图 9－3 摩擦簧缓冲器

(*a*) 美勃朗宁机枪缓冲器； (*b*)美 M60 机枪缓冲器

如图 9－4 所示，缓冲螺杆通过联结轴与摇架连接，支座与枪身固接。当枪身后坐时，机匣和支座一起后退，支座后退就通过螺筒压缩缓冲簧前端，而缓冲簧后端被螺杆头部顶住，因而缓冲簧受到压缩。当枪身后退 4～5mm 时，其后坐能量全部被缓冲簧吸收，就终止后退，缓和了枪身后坐对枪架的冲击。后退终止后，缓冲簧伸张，簧的前端又推螺筒，螺筒带动支座，枪身向前复进。当复进到原位后枪

身仍以惯性继续向前，此时支座上的簧管后端则推着缓冲簧后端，而缓冲簧的前端又被联结部所顶住，所以缓冲簧又受到压缩，缓和了枪身复进对枪架的冲击。而后缓冲簧又会略加伸张，使枪身后退，枪身便在射击前初始位置附近往复运动，一次比一次的距离小，最后停止。当第二发射击后又重复上述动作。

显然，在设计这种缓冲簧时，必须使其自振频率要比射击频率大得多，以避免发生共振现象，防止后坐和复进冲量的叠加。

图 9－4 双向缓冲器

9.2.2 橡胶、塑料和纤维质缓冲垫

在弹性缓冲器中除使用金属作为缓冲介质外，还有用橡胶、塑料和纤维质的。这些物质的特点是：容易制成所需要的各种形状和各个方向的刚度；其弹性模量较小，可得到较大的变形，且其内阻较大，对于突然冲击和高频振动具有良好的吸能缓冲效果；安装和折卸简便，无需润滑，易于维护保养。

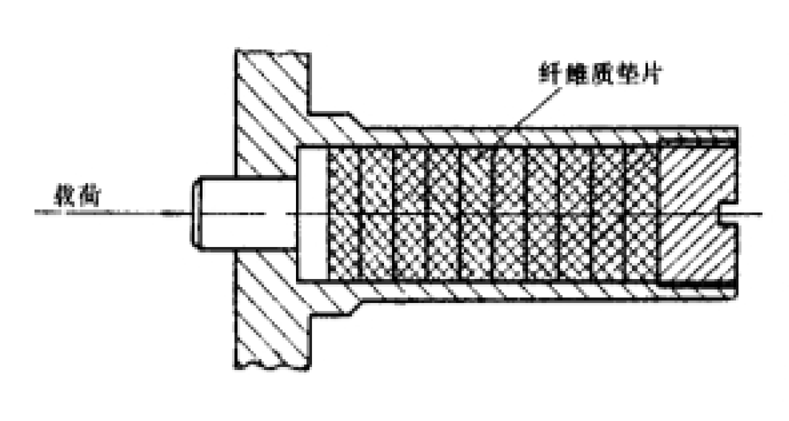


图 9－5 纤维质垫片缓冲器

橡胶和塑料属于粘弹性材料，其力学特性较复杂，要准确计算它们的弹力特性却相当困难，在设计时常用估算和试验方法确定它们的缓冲效果。

图 9－5 为勃朗宁重机枪采用纤维质垫片叠成的缓冲器。AM－23 航炮和其他武器上也采用这种缓冲器。用橡胶或塑料作为介质制成的缓冲器，其结构形式与此基本相同。

9.2.3 惯性体缓冲防反跳器

在波兰微型冲锋枪和美 M16A1 步枪等枪上采用了惯性缓冲器，利用其中惯性柱的惯性起到缓冲和防反跳作用。

如图 9－6 所示，M16A1 自动步枪的复进装置与缓冲器结合在一起。复进簧套筒用螺纹与发射机座的后端相连接，复进簧以缓冲管为引导与缓冲器一起装在复进簧套筒内，缓冲器由缓冲管、惯性管、5 个惯性柱、5 个橡皮垫、缓冲塞及连接销组成。缓冲塞用连接销与缓冲管相连接。

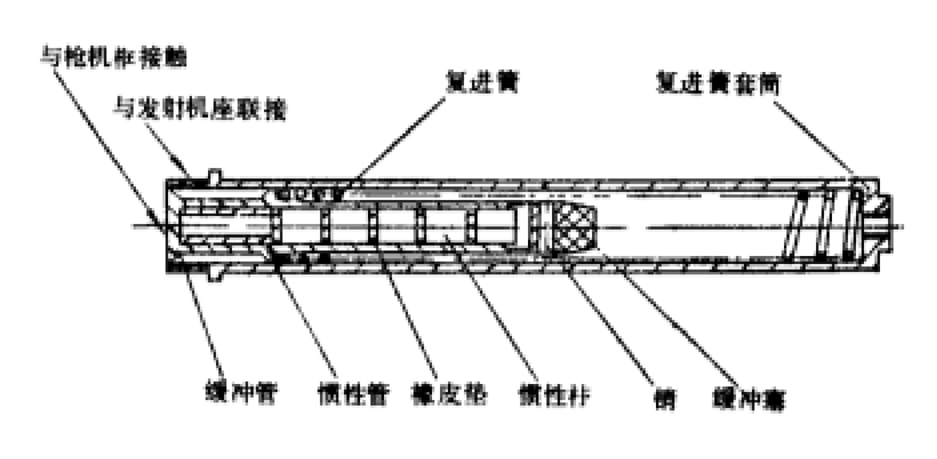


图 9－6 惯性缓冲器

枪机框后坐时，推动缓冲器后坐并压缩复进簧。在枪机框后坐加速阶段，5 个惯柱和橡胶

垫通过惯性管压向缓冲管的前端；在后坐减速阶段，由于惯性作用，可游动的惯性管、惯性柱和橡胶垫压向惯性管后端；由于惯性运动换向，且使橡胶垫时伸时缩，从而消耗了部分后坐能量，有降低射速作用。后坐到位时，以缓冲塞与复进簧套筒的底部相撞，缓冲塞的材料为聚胺合成橡胶，故能起到缓冲作用。此时惯性柱和橡胶垫也有撞击和伸缩，也消耗了一些后坐到位碰击能量。在复进过程中，由于复进簧的作用，各运动件均作加速运动，惯性柱等压向惯性管后端。当枪机框复进到位撞击机匣而向后反跳时，惯性管、惯性柱与橡胶垫由于惯性向前撞击，而消耗部分能量，防止枪机框的反跳开锁。

§9.3　液压缓冲器

液压缓冲器与弹性缓冲器相比，能承受较大的载荷并能吸收更多的能量，且将吸收的大部分能量转变为热能散失掉而不再释放给运动件。各种大口径火炮的反后坐装置以及小口径自动武器的缓冲器一般都采用液流耗能量原理。

9.3.1　液压缓冲器的工作原理

液压缓冲器的基本结构一般由缓冲筒、活塞、活塞杆和密封元件等组成，如图 9－7 所示。活塞上开有流孔或筒上开有沟槽，以让液体流过。筒中的缓冲介质可用驻退机油、液压油或煤油等。

被缓冲的运动构件可与缓冲筒连接，也可与活塞杆连接，使活塞与缓冲筒发生相对运动。当活塞向右运动时，筒内的液体因受压而经流孔流到左面的腔中，活塞（或缓冲筒）则受到液压给它的阻力，称液压阻力。此阻力对武器运动件起到制动缓冲作用。当活塞向左运动时，同样起到制动缓冲作用。因为液体阻力的大小与活塞速度的平方值成正比，有些武器为了使阻力的大小和变化规律满足必要的条件，流孔的大小是可变的。液体经流孔高速运动时，液体之间以及液体与活塞、筒体之间产生摩擦、冲击、涡流等作用，从而将运动件的动能转化成液体热能而散失。所以，液压缓冲器有很好的吸能作用。

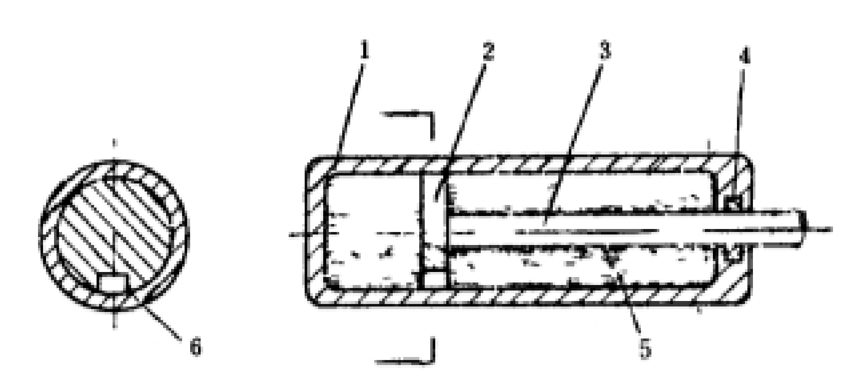


图 9－7　液压缓冲器结构原理图
1—缓冲筒；2—活塞；3—活塞杆；
4—密封元件；5—液压油；6—流孔

流体力学中对计算液压阻力的公式进行了详细的推导，下面简要地介绍计算阻力的公式。

设工作腔内液体压力为 P，活塞受压面积为 A，则液压阻力 ϕ 的表达式为

$$\phi = PA$$

由流体力学可导出液体压力公式为

$$P = \frac{KrA^2}{2\alpha} \cdot \frac{x^2}{a_x^2}$$

式中　K—液体粘性的修正系数，$K>1$；

r—液体的相对密度；

x—活塞速度；

α—液本经过流孔时的收缩系数；

a_x—流孔截面积。

所以

$$\phi = \frac{KrA^3}{2\alpha^2} \cdot \frac{x^2}{a_x^2} = C\,\frac{x^2}{a_x^2}$$

$$C = \frac{KrA^3}{2\alpha^2}$$

由上式知，液压阻力与运动件速度的平方成正比，与流孔截面积的平方成反比。调节流孔截面积的大小可调节液压阻力的大小。

9.3.2 液压缓冲器的种类

液压缓冲器的结构形式有多种，下面仅介绍三种结构形式。

一、活门式液压缓冲器

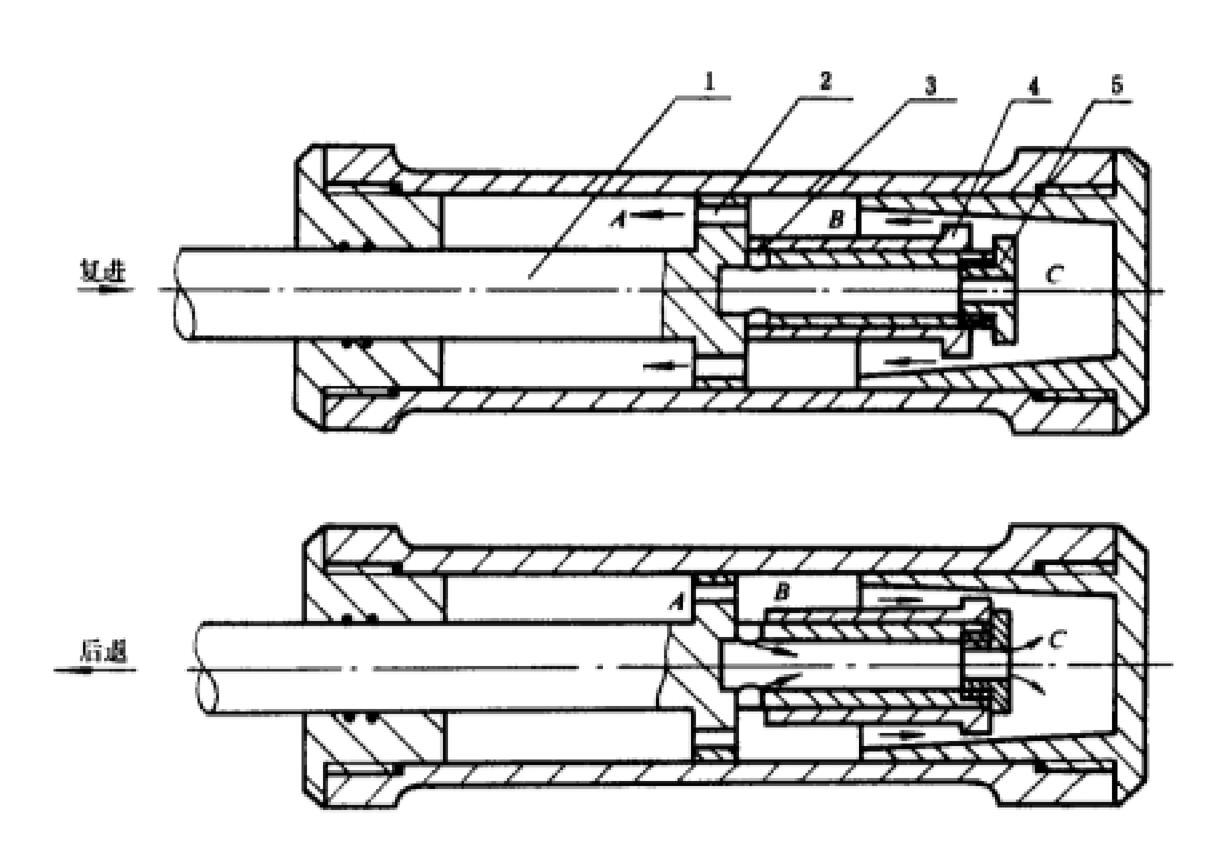


图 9—8 活门式液压缓冲器

1—带活塞的活塞杆；2—活塞孔；3—活塞杆孔；4—活门；5—杯形衬套

图 9—8 表示这种缓冲器的结构原理图。它由带活塞的活塞杆 1、活门 4 和缓冲筒 6 等基本构件组成。活塞杆右端是空心的，其径向开有小孔。活塞上的流孔较大，活塞主要起导引作用。当活塞随机匣复进时，由于 C 腔内的压力较高，将活门压向左方，活门将活塞杆上的孔 3 关闭，C 腔内的液体只能经活门台阶与缓冲筒内经形成的环状流孔流向 B 腔产生阻力起到制动作用。当活塞随机匣后坐时，活门被

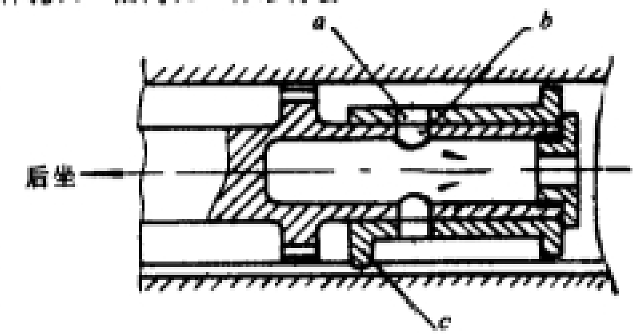


图 9—9 可调节的流孔

a—活门上的孔；b—活塞杆上的孔；c—活门上的凸齿

压向右方，将孔 3 打开，产生的液压阻力不大。

显然，这种缓冲器适用于复进制动，其关键技术在于制造准确的环形截面流孔。

还可在活门上开孔 a，且使活门上的凸齿嵌入筒体的直槽中，不让其相对筒体转动，可用转动活塞杆的办法改变 a 孔与活塞杆上 b 孔的重合程度，以达到调节流孔截面大小控制机匣后坐距离的目的，如图 9—9 所示。

二、针型液压缓冲器

这种缓冲器的工作原理如图 9—10 所示。23—1 型航炮就采用了这种型式缓冲器。它主要由带活塞的活塞杆 1，制动针 4 和筒体 2 组成。

活塞上流孔 3 截面积较大，活塞在向左运动时产生的阻力不大。只在活塞向右运动时，制动针要将活塞杆空腔中的液体挤出，因而产生较大阻力而起制动作用。阻力的大小决定于空腔直径 d_1 的大小及其与制动针直径之差值。因此，这两个直径的制造公差，必须满足所需的流孔间隙和阻力的要求。制动针一般制成锥形，使流孔间隙不断变化，即活塞杆速度大时间隙大，速度小时间隙小。由前面计算液体阻力的公式可看出，这样可使阻力平稳变化。

还须指出，活塞杆本身有一定的体积，它由缓冲筒中出来的那部分体积会造成缓冲筒中有相等的空容积（或真空度），所以在设计缓冲器时，必须考虑空容积问题。

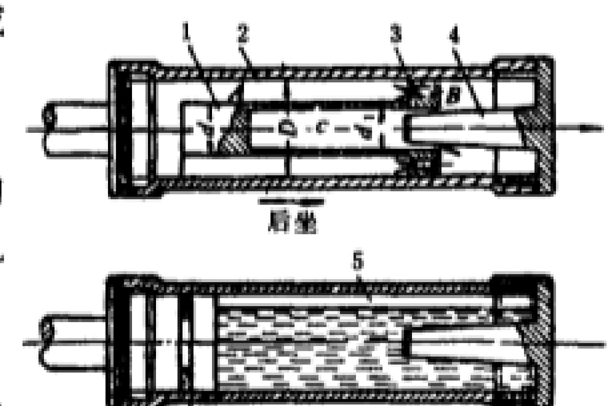


图 9—10　针型液压缓冲器

1—带活塞的活塞杆；2—筒体；3—活塞流孔；4—制动针；5—空容积

另外，还需考虑因温度升高，液体膨胀问题。

针型缓冲器的优点是结构简单，便于实现单行程的制动任务。但要获得较大的液压阻力，则需增大活塞杆孔径，也就需增大缓冲筒直径。

三、键型液压缓冲器

键型液压缓冲器的工作原理如图 9—11 所示。它主要由筒体 1、活塞杆 2、活塞 3 和控制键 6 等组成。控制键装在筒体内壁上，并与活塞上的直沟槽相配合；键的高度沿长度变化，即使流孔截面积沿长度变化。当活塞相对筒体运动时，通过控制键控制流口截面积的变化而获得所需的阻力变化规律。

这种缓冲器结构较简单，阻力变化规律易控制，可起单向或双向制动作用。但键的加工和装配较困难。

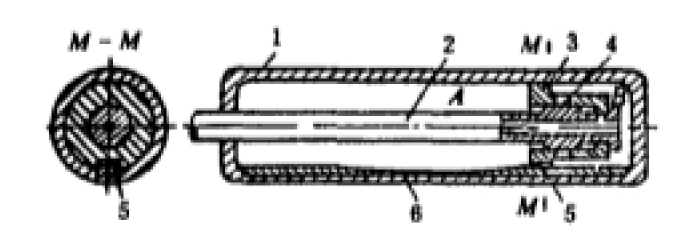


图 9—11　键型液压缓冲器

1—筒体；2—活塞杆；3—活塞；4—通油孔；5—流孔；6—控制键

9.3.3　可压缩液体缓冲器

一般液体的压缩性很小，常称不可压缩液体。可压缩液体缓冲器中的液体与一般液体相比，具有较大的压缩性，故称之为可压缩液体，如可压缩硅油。

瑞士厄利康双 35 牵引高炮就使用了可压缩硅油缓冲器作为对炮闩后坐到位的缓冲，其结构如图 9—12 所示。缓冲器组成一个部件，用缓冲器本体 1 上的螺纹 C 旋在炮箱尾部。本体上有齿圈，可与炮箱上的卡锁配合，以防止螺纹松转。缓冲器本体 1 有前、后两个腔。前腔为工作腔，其中装有可压缩硅油 A 和活塞 2；后腔为补偿腔，装有硅油 B 和用特种橡胶（原文

vulkollan 可译为氨基甲酸乙脂橡胶)制成的补偿器 3,其中充有氮气。补偿器的后端安装有注气装置,用来向补偿器中注氮气,使氮气始终保持约 10MPa。在前、后腔之间装有钢珠活门式单向阀,其作用在炮闩撞击活塞 2 之前保持工作腔硅油也是 10MPa。若工作腔因漏油或其他原因而使压力下降时,则补偿器可自动地通过单向阀 4 向工作腔 A 供油。前、后腔均有密封装置,以防炮闩撞击活塞时高压硅油的泄漏。

该缓冲器的工作过程是这样:当炮闩以质量约 16kg 和速度约 10m/s 与缓冲器的活塞 2 发生撞击时,钢珠 5 立即封闭活门,活塞压缩硅油,其压力增大到约 80～100MPa。炮闩的后坐动能被完全吸收后,硅油立即膨胀,油压下降。当活塞 2 返回原位时,炮闩仍以约 10m/s 的速度开始复进。

可压缩液体缓冲器的显著优点是:

(1) 可压缩硅油的刚度大,在压缩较短的行程内就能吸收较大的能量,有效地利用了空间,使结构紧凑。

(2) 可压缩硅油的刚度曲线近似线性变化,几乎能将吸收的能量全部放出,能提高炮闩复进速度,即能提高射速。

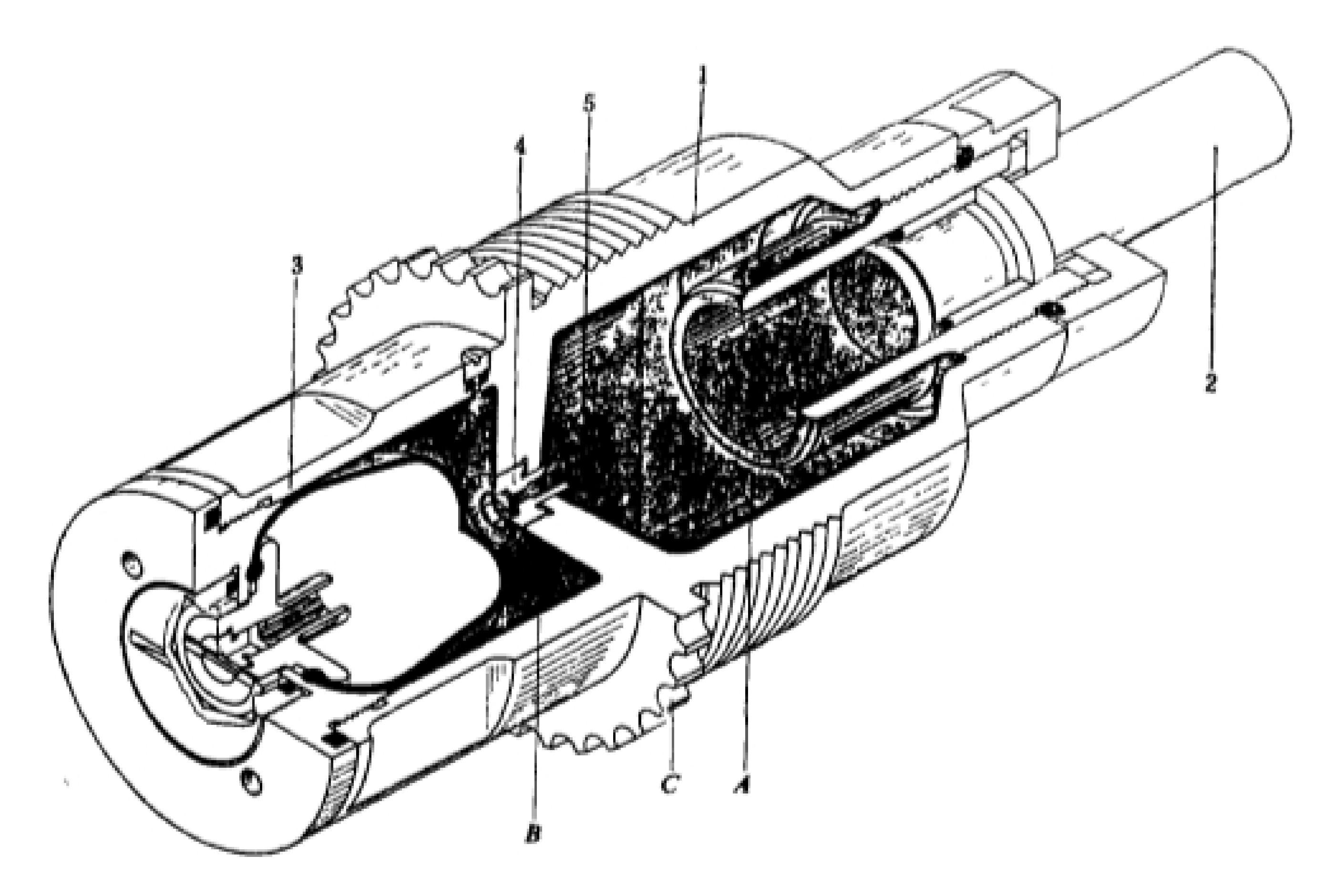


图 9—12 可压缩硅油炮闩缓冲器

1—缓冲器本体;2—活塞;3—补偿器;4—单向阀门;5—钢珠;A—工作腔硅油;B—补偿硅油;C—连接螺纹。

双 35 高炮为了提高射速,采用外能源供弹,炮闩在后坐与复进过程中消耗的能量很少。而且采用刚度较小的炮闩复进簧,使炮闩在后坐过程中一直保持较高的速度,直到后坐到位时,炮闩仍有约 10m/s 的速度。采用可压缩液体缓冲器的目的,一是将质量较大、速度较高的炮闩缓冲下来,但更重要的是能在极短的行程和极短的时间内吸收并放出全部能量,使炮闩在复进开始时就有很高的速度。

由以上可看出，可压缩液体炮闩缓冲器具有缓冲和提高射速的双重作用。

§9.4 浮动机

9.4.1 浮动机的工作原理和种类

目前许多自动武器都采用了浮动原理，如德国G11无壳弹枪、瑞士厄利康各种小口径高炮和美国各种转管炮等。浮动机常安装于炮身或炮箱与摇架之间。

一、浮动机的工作原理

浮动机的工作原理是：保持炮身在复进到位前击发，避免了复进到位时对摇架的冲击；同时又利用复进时的动量抵消一部分火药气体对炮身向后作用的冲量，即减小了后坐动量，因而可以减小后坐力。一般炮身或炮箱与浮动机固连在一起，通过浮动簧作用于摇架上，所以作用于摇架上的后坐力即是浮动簧的作用力。

在连发射击时，炮身或炮箱在后坐与复进到位都不与摇架发生刚性撞击，而处于浮动运动状态，故称这种工作原理为浮动原理，实现浮动的装置称浮动装置，或称浮动机。显然，采用浮动机后，可减小武器的冲击振动，从而提高了射击精度。

二、浮动机的种类

自动武器在射击时，炮闩、炮箱和炮身都要产生后坐和复进运动，都可能有冲击，因而都可采用浮动原理来减小冲击和振动。按参加浮动运动构件的不同，可分为：

1. 炮身浮动式

这就是使炮身在后坐和复进过程中进行浮动。炮身后坐式武器常采用这种浮动原理，如瑞典博福斯L70式40mm高射炮等。

2. 炮箱浮动式

就是炮箱（机匣）与整个自动机都参加浮动。由于整个自动机都参加浮动运动，常用炮箱与浮动机固接，故浮动机的结构对自动机的结构无影响，但自动机中炮闩等机构的运动需与浮动机运动相匹配。这种浮动方式应用较广，如德G11口径5.56mm无壳弹枪（导气式）、德PM18/36式37mm高炮（炮身短后坐式）、瑞士厄利康各类小口径自动炮（导气式）和各类转管炮等。

以前在炮闩（枪机）后坐式武器中有用较长的击针突出量实现复进击发的，也可减小炮闩（枪机）复进到位的冲击。

按复进击发的时机不同，可分为：

1. 定速击发

浮动部分的复进速度达到预定值时击发，称定速击发。要实现定速击发需要设置测速传感器及其相关的击发机构。当复进速度达到预定值时，由测速传感器控制击发机构进行击发。

这种浮动方式只有在运动阻力保持稳定，使每次复进速度规定不变的情况下，才能保持浮动距离的稳定性。

2. 定点击发

浮动部分复进到预定位置进行击发，称定点击发。定点击发可通过机构动作实现，也可用位移传感器控制击发机构进行击发。

3. 非定点击发

不设置专门的定速或定点的击发机构，而是通过浮动机的动力学参数的最佳匹配，使浮动部分的后坐和复进距离都稳定在预定范围内的击发，称非定点击发，也称近似定点定速击发。只要将浮动机的动力学参数匹配好，后坐和复进距离稳定，也就相当于定点击发。

浮动机最理想的性能是同时实现定速和定点击发。但要达到这个要求，结构上会相当复杂。目前的浮动机多采用非定点击发。

浮动机按其弹性介质不同还可分为液压—弹簧式(简称液簧式)、弹簧式、弹簧—摩擦垫式、液压—气压式等。弹簧式浮动机与前述的双向缓冲器相似，结构简单，但耗能少；其关键技术是弹簧特性与射速的匹配。目前小口径自动炮多采用液簧式浮动机，下面将详细介绍。

三、评定浮动机性能优劣的指标

评定浮动机性能优劣的主要指标是浮动稳定性。所谓浮动稳定性就是浮动机的后坐和复进距离都稳定在预定的范围内。这也相当于把作用在摇架上的后坐力和前冲力稳定在一定范围内，从而保持武器射击稳定性，以提高射击精度。

对于实现定点击发的浮动机，复进击发距离是稳定的。对于定速或非定点击发的浮动机，复进击发距离是否稳定就取决于浮动机的结构是否合理以及动力学参数是否最佳匹配。

图 9—13 是瑞士双 35 牵引高炮浮动机的后坐和复进距离随时间变化的曲线。该浮动机首发不浮动。图中 a 是首发火药气体给炮箱第一个冲量作用下，炮箱后坐的最大距离；b 是首发在炮闩后坐到位给炮箱第二个冲量作用下，炮箱复进最大距离；c 是各发炮箱第二次复进最大距离的平均值；d 是各发炮箱第二次后坐最大距离的平均值。常以图上 a、b、c、d 四个数值作为衡量浮动机性能的依据。如果这四个数值都稳定在预定范围内，则浮动机的性能是良好的。

弹药装药的不同(如整装药、减装药或强装药)以及导气式武器导气孔大小的不同，对 a、b、c、d 四个数值的预定数值也应不同。

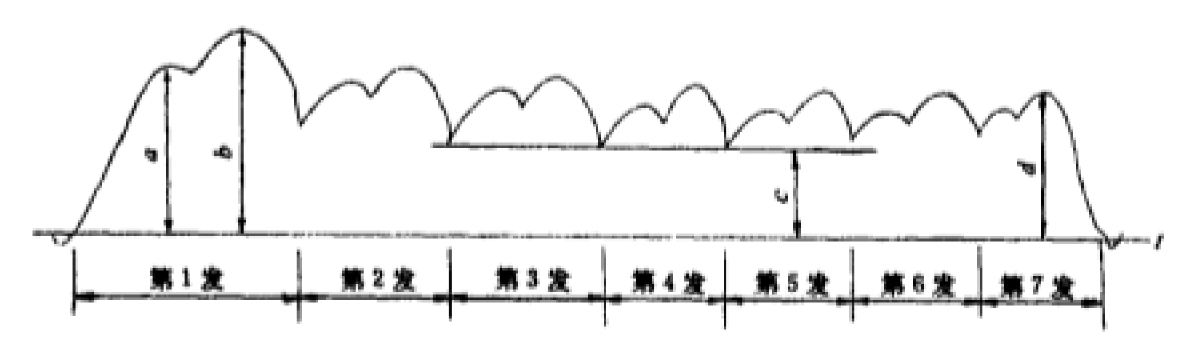


图 9—13 双 35 牵引高炮浮动曲线

9.4.2 炮箱浮动式定点击发浮动机

现以德 Rh202 型 20mm 自动炮的浮动机为例，说明炮箱浮动式定点击发浮动机的工作原理。图 9—14 为该炮自动机及其浮动机的结构原理。

该炮采用液簧式浮动机。自动机采用导气式工作原理。炮管 1 与炮箱 26 刚性联接，弹簧—液压式浮动机 12 安置在炮箱 26 与摇架 9 之间，炮箱带着自动机通过浮动机在摇架上运动。炮闩 7 为鱼鳃撑扳闭锁的纵动式炮闩，炮闩复进簧 8 处于炮闩与炮箱之间。弹簧—液压式浮动机的液压筒 14 内装有活塞杆 11，杆上装有活塞 13，浮动弹簧 15 配置在活塞与可调控制机构 16 之间。定点击发机构由活塞杆 11 上的斜面 19 与摇架上触杆 22 及其开关 21 组成。炮箱在浮动机作用下复进时，当活塞杆上斜面 19 与固定在摇架上的触杆 22 接触时，开关 21 闭合线

路，发出第一个击发信号。为保证击发时炮闩已确实闭锁，在炮闩 7 上设有另一个控制斜面 23，当它与固定在炮箱上的触杆 24 接触时，使开关 25 闭合线路，发出第二个击发信号。只有当开关 21 和 25 同时闭合时，电底火机构线路才接通，击发底火。

该浮动机首发不浮动。射击前，炮箱在前方位置。首发射击后，膛内火药气体冲量（称第一个冲量）使炮箱带炮管一起沿摇架导轨后坐，并推浮动机中的活塞杆 11 和活塞 13 向后运动，使液压筒内液体流动，产生液压阻力，同时压缩浮动簧。当活塞杆 11 上的斜面离开触杆 22 时，使开关 21 断开。炮箱在浮动机的液压阻力和浮动簧力的控制下进行运动。

在火药气体使炮箱后坐的同时，火药气体又经导气孔 2 进入导气室并推动气室中的活塞杆和炮闩向后运动，完成开闩，抽筒、抛筒等动作，同时压缩炮闩复进簧。在炮闩后坐过程中，炮闩 7 上的斜面 23 离开触杆 24，使开关 25 断开。当炮闩后坐到位时，炮闩给炮箱第二个冲量，使在浮动簧推力作用下正在复进的炮箱又继续后坐。然后炮闩、炮箱又分别进行复进，完成接通开关 25 和开关 21，并进行定点击发的动作。连发射击时，自动机及其浮动机就是如此循环的工作。

该炮浮动机的运动曲线与瑞士双 35 牵引高炮的浮动曲线相似，可参见图 9—17。

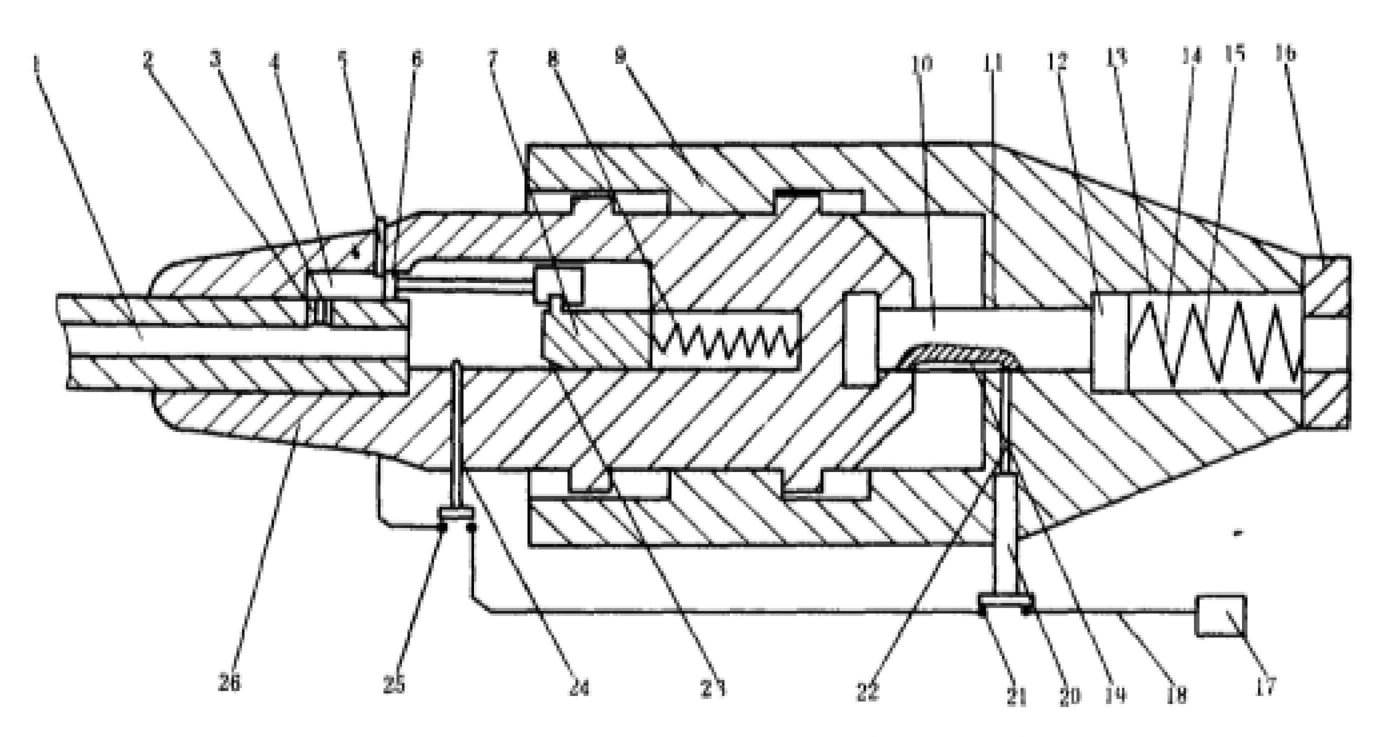


图 9—14　Rh202 型 20mm 自动炮及其浮动机的结构原理

1—身管；2—导气孔；3—喷嘴；4—导槽；5—电击发装置；6—导气活塞；7—炮闩；8—炮闩复进簧；9—摇架；10—连接杆；11—活塞杆；12—弹簧—液压式浮动机；13—活塞；14—浮动机液压筒；15—浮动弹簧；16—可调控制机构；17—电源；18—导线；19—定点击发斜面；20—开关杆；21—定点击发开关；22—定点击发触杆；23—击发控制斜面；24—击发控制触杆；25—击发控制开关；26—炮箱

由上述可知，炮箱是在浮动机的液压阻力和浮动簧力控制下进行运动，这两个力与火药气体作用力的最佳匹配是实现理想浮动运动规律的动力条件；再用定点击发开关 21 和 25 与动力条件相适配，就能实现理想的浮动运动规律。

9.4.3　炮箱浮动式非定点击发浮动机

这种浮动机的结构特点是通过浮动机的动力学参数的最佳匹配来实现浮动稳定性。

现以双 35 牵引高炮的浮动机为例，说明非定点击发浮动机的结构和工作原理。

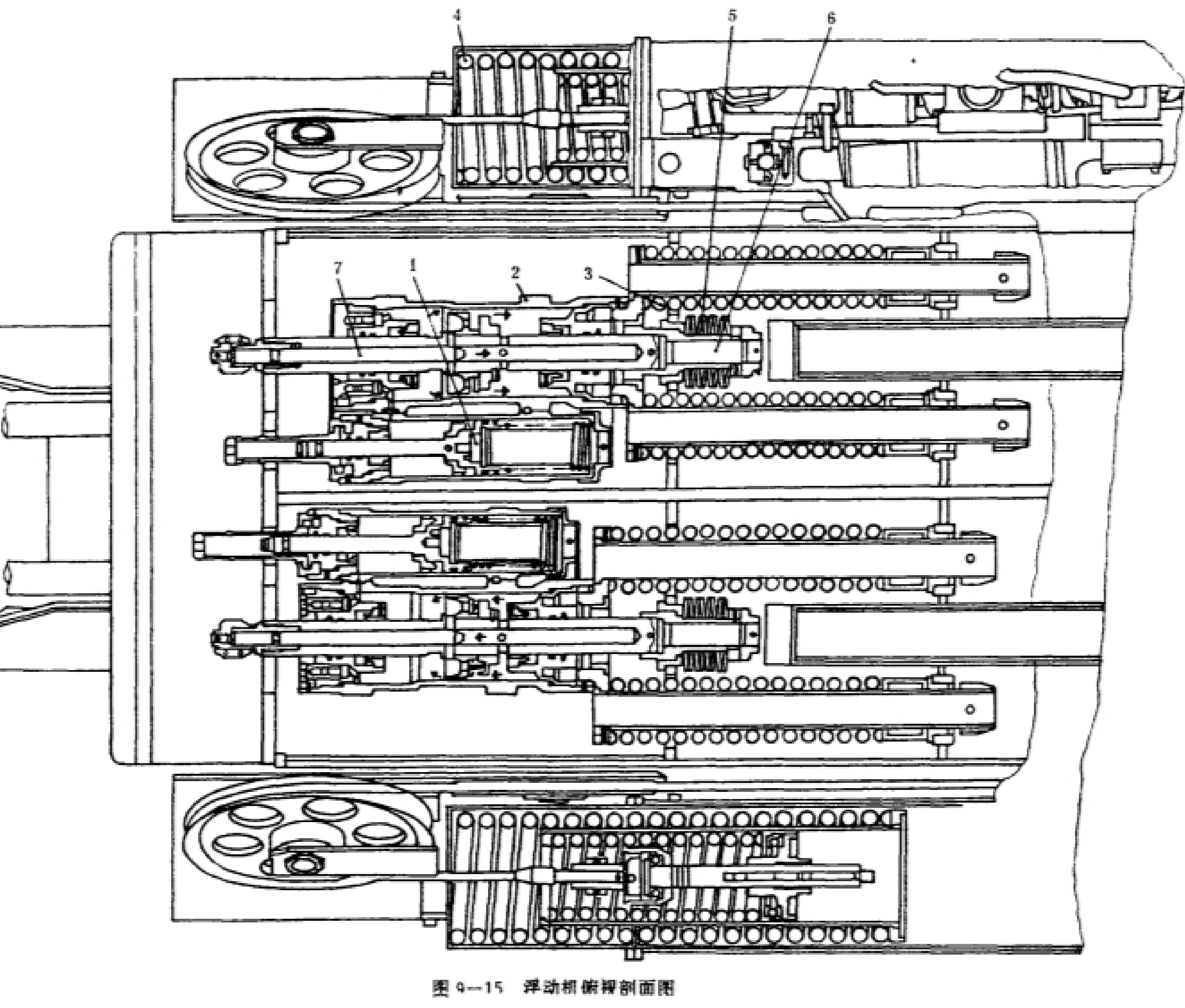


图 9—15　浮动机衡樑剖面图

1—液量调节器；2—液压复进制动器；3—浮动簧；4—平衡机及其簧；5—复进缓冲碟形簧；6—活塞杆组件；7—针形阀

一、浮动机的结构原理

左、右两炮各自有独立工作的浮动机，都装在摇架内，并分别位于左、右炮的炮箱之下。左、右浮动机的结构相同。

图 9－15 是两个浮动机的俯视剖面图。浮动机为弹簧——液压式，主要由液压复进制动器 2、浮动簧 3、复进缓冲碟形簧 5 三部分组成。图 9－16 是右浮动机的侧视剖面图，其中图(*a*)为浮动机后坐运动状态，图(*b*)为复进到位压缩复进缓冲簧状态，图(*c*)为复进运动状态。图 9－15 与图 9－16 两图中的数字代号所代表的零件相同。

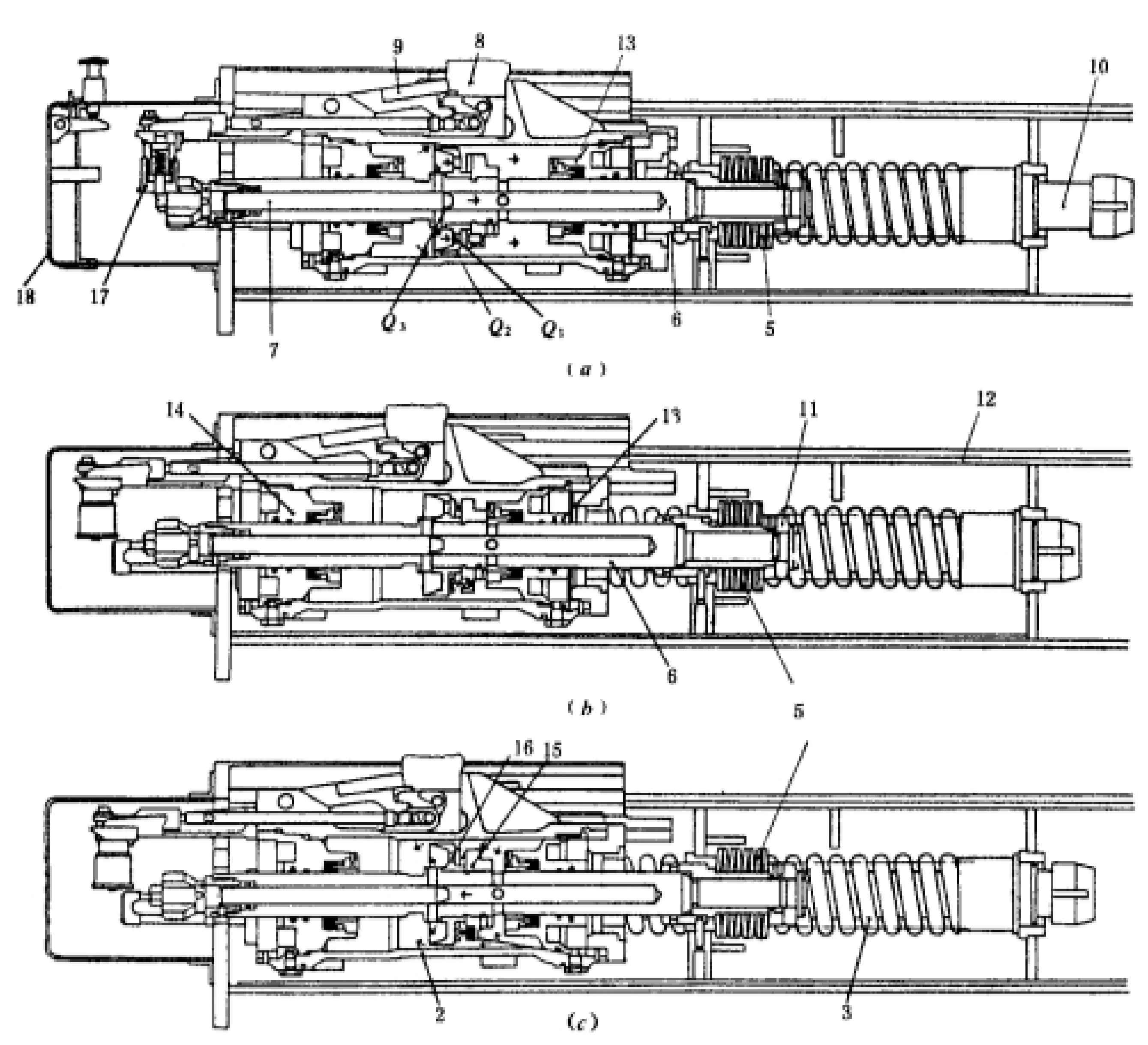


图 9－16 浮动机侧视剖面图

(*a*)后坐运动状态；(*b*)压缩复进缓冲簧状态；(*c*)复进运动状态

2—液压复进制动器；3——浮动簧；5—复进缓冲碟形簧；6—活塞杆组件；7—针形阀；8—炮箱凸起；9—锁板；10—浮动簧导杆；11—活塞杆螺帽；12—摇架；13—后紧塞具；14—前紧塞具；15—活塞；16—弹簧式单向活门；17—控制杆；18—护盖；Q_1—活门流孔；Q_2—活塞与筒体的间隙流孔；Q_3—针形阀与活塞杆的间隙流孔

液压复进制动器由筒体 2、后紧塞具 13、前紧塞具 14、活塞 15、活塞杆 6、针型阀 7 和液量调节器 1 等组成。它是浮动机的主体，在自动机复进时起制动作用，以达到复进击发的目的；后坐时几乎无制动作用。炮箱上的凸部 8 的后端与液压制动器本体 2 紧贴，前端用锁板 9 锁住，使炮箱与复进制动器本体在前、后方向都无松动，因而使两者共同后坐和复进。

筒体 2、前紧塞具 14 和后紧塞具 13 构成一个密封容器，其中充满制退液。

活塞 15 与活塞杆 6 固接成一体。前紧塞具 14 和后紧塞具 13 可沿活塞杆作相对滑动。活

塞15上装有弹簧式单向活门16；制动器筒2和炮箱8一同后坐时，前腔压力大于后腔压力，将活门打开形成流孔Q_1。活塞15与筒体2之间的间隙形成流孔Q_2。

针形阀7的后部插入活塞杆6的轴孔中。其后端的锥形部与活塞杆6上的径向孔配合，形成流孔Q_3。针形阀7的前端用螺纹与摇架连接。旋转针形阀可调节流孔截面Q_3的大小。

液量调节器通过节流孔a与液压复进制动器相通（见图9－18）。借助加载弹簧的作用，使液压复进制动器中的液体保持0.18～0.22MPa。

每个浮动机有左、右两根并联的浮动簧3。浮动簧套在导杆10上，其前端顶在复进制动器本体上，后端顶在摇架12上。当炮箱与复进制动器一起后坐时，并压缩浮动簧，将后坐力传至摇架上。

复进缓冲簧5由8个刚度较大的碟形簧组成。其前端顶在摇架上，后端顶在活塞杆6的固定螺帽11上。当炮箱与复进制动器本体复进到位时，并通过其上的后紧塞具13顶住活塞14和活塞杆6，从而将炮箱和复进制动器本体复进到位的冲击力通过碟形簧5传至摇架上，起到了缓冲作用。

二、浮动机的工作原理

1. 射击前状态

为了保证只有在用锁板9将炮箱与液压复进制动器可靠结合后才能射击，在摇架前部设置有控制杆17。只有在控制杆17处于正确位置时，摇架前端的护盖18才能关闭；也就是只有关闭护盖时才能射击。

射击前，复进制动器和炮箱后端受浮动簧3的预压力（4.5kN）顶住而不能向后，前端受复进缓冲碟形簧5的预压力（也是4.5kN）顶住而不能向前，因而静止在摇架上。

此时炮闩停在后方的阻铁上。

2. 首发炮闩复进

为防止两门火炮的后坐能量同时作用在摇架上，右炮比左炮迟半个循环射击。

手动或电动解脱扣机，炮闩复进，推弹入膛；稍做压缩药筒，给炮箱一个向前冲量；此冲量经过液压复进制动器筒体2、后紧塞具13、活塞15、活塞杆6及其固定螺帽传至复进缓冲碟形簧5，克服其预压力（4.5kN）并将其压缩，直到炮箱向前速度等于零为止。所以，首发炮闩复进到位的冲击，要使炮箱离开零位置并向前移动一小段距离。如图9－17上所示的“1”点位置，即图9－16(b)所示状态。

3. 首发炮箱第一次后坐

炮闩复进到位击发后，在火药气体压力作用下，炮箱与复进制动器筒体一起后坐，并压缩浮动簧；当筒体中前腔的液体压力大于后腔的液体压力时将单向活门打开，大量的液体无阻碍地流过流孔Q_1以及Q_2、Q_3，因而炮箱后坐时液压制动力很小。

当火药气体对膛底的作用力大于浮动簧力、导轨摩擦力与液压制退力之和时，炮箱加速后坐；否则减速后坐，直到炮箱速度为零，后坐到图9－17上所示的“2”位置。在这段后坐过程中主要由炮口制退器和浮动簧吸收能量。

4. 首发炮箱第一次复进

炮箱在两根并联的浮动簧力作用下由“2”位置开始复进时，由于活门16上弹簧的作用将活门关闭，液体只能从很小的恒定流孔Q_2和可调流孔Q_3流入前腔，因而产生较大的制动力，使炮箱缓慢复进到“3”位置。

5. 首发炮箱第二次后坐和第二次复进

当炮箱复进到"3"位置时，炮闩正好后坐到位，通过炮闩缓冲器给炮箱第二个冲量（第一个是火药气体冲量），使炮箱第二次后坐到"4"位置。炮箱第二次开始复进时，同样又受到液压制动阻力和炮闩复进簧力共同的向后作用而缓慢复进。此时炮闩在炮闩复进簧和炮闩缓冲器弹力作用下加速复进。并赶上正在缓慢复进的炮箱，共同复进到"5"位置进行关闩和第二次击发。然后第二发弹的火药气体压力冲量抵消正在复进中的炮闩和炮箱的动量后，使两者开始第二发弹后的后坐。

连发射击时，炮箱与炮闩就是如此往复循环运动。停射时，炮闩被挂在阻铁上；炮箱复进过位，压缩复进缓冲簧冲击摇架，然后小位移振动数次并消耗动能后，静止零位置（即平衡状态）。炮闩和炮箱的运动规律如图 9－17 所示。由图中可知，每发射一发，炮箱受到两个向后的冲量，产生两次后坐和两次复进运动。通过结构参数的匹配和 Q_3 的调节。可使炮箱后坐和复进的距离都稳定在一定数值上，并确保炮箱在复进过程中击发，避免了对摇架的冲击，以提高射击精度。

从图 9－17 可看出，第一发射击时炮箱的后坐距离较大，这主要是第一发不是复进击发（即未浮动）的缘故。

图中的虚线是射角为 90°时，炮箱的位移—时间曲线。它与 0°的曲线相似，只是曲线的位置更靠后一些。这是由于炮箱重力分力的作用和导轨摩擦力减小而使炮箱后坐距离增大的缘故。

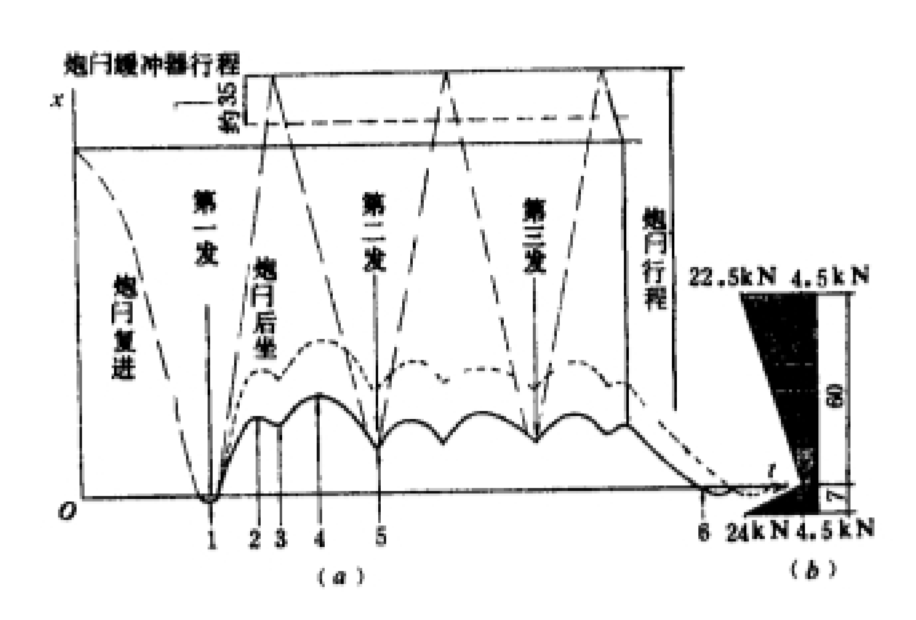


图 9－17 炮闩和炮箱的位移—时间曲线

(*a*)位移—时间曲线；(*b*)浮动簧和复进缓冲簧力—位移曲线

1—首发炮闩冲击炮箱，复进过位位置；2—首发炮箱第一次后坐终止位置；3—炮闩后坐到位，炮箱第一次复进终止位置；4—炮箱第二次后坐终止位置；5—炮闩复进击发，炮箱第二发开始后坐位置；6—停射时，炮箱复进过位位置

三、液压制动器的调节

在设计这类浮动机时，关键在于把三个主要作用力，即火药气体作用力、浮动簧力和液压复进制动力的作用匹配好。当弹药和浮动簧确定之后，前两个力也就随之确定。所以，只有通过针形阀调节流孔 Q_3 的大小来调节液压制动力的大小，达到三力的大小和作用时机的最佳匹配，以实现浮动稳定性指标 a、b、c、d 值（见图 9－13）。如何调节从略。

四、液量调节器的作用

如图 9－18 所示，液量调节器由加载弹簧 1、液量调节器筒体 2、加载活塞和活塞杆组件 3、标记套筒 4 等组成。

液压复进制动器与液量调节器之间有相通的流孔 a。加载弹簧 1 的作用是给活塞 6 以推力，保持液压复进制动器中充满 0.18～0.22MPa 的液体；当温度变化时，可自动调节液体容积，避免吸入空气。标记套筒 4 上刻有黄色标记，活塞杆的头部刻有红色标记。当两标记离开时，表示筒体中的液体正常；若因筒体中液体减小而使活塞杆上移到两标记相遇时，则表明有漏液现象。此时就需再注液，或解决漏液问题。

图上的加压螺杆 5 是附件，平时将其拧下装在工具袋内。它的作用是在往液压复进制动器内注液时，通过活塞杆 3 和活塞 6 将加载弹簧 1 压下，增大调节器内的容积，以便从液压复进制动器中经流孔 a 吸入液量；也可借此慢慢放松弹簧，将两个液体筒内可能存在的空气排出。

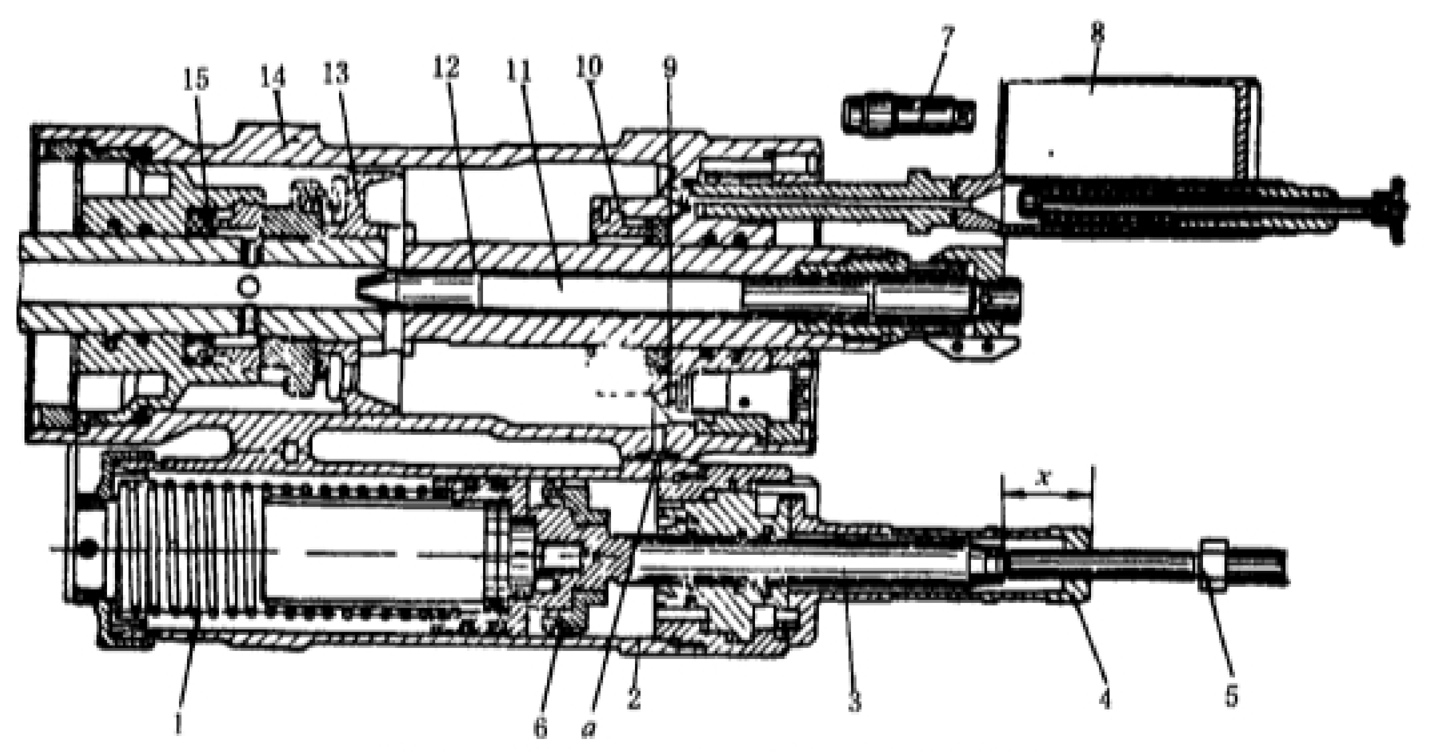


图 9－18　液压复进制动器和液量调节器的注液和调节

1—加载弹簧；2—液量调节器；3—加载活塞杆组件；4—标记套筒；5—压力螺杆；6—加载活塞；7—螺塞；8—注油漏斗；9—注油孔；10—前紧塞具；11—针形阀；12—液压活塞杆组件；13—液压复进制动器活塞；14—筒体；15—后紧塞具(止动环)；a—调液孔

第十章　自动武器设计程序和战术技术指标分析论证

自动武器设计程序与其他武器设计程序一样，首先必须根据国家制定的自动武器研制计划，由使用部门（军方）和研制部门对自动武器的战术技术要求进行充分的分析论证后，由使用部门确定战术技术指标下达研制部门进行研制。图 10－1 是自动武器设计的一般程序。在进行某一常规武器装备的研制时，应根据上级有关部门最新制定的“常规武器装备研制程序”进行。

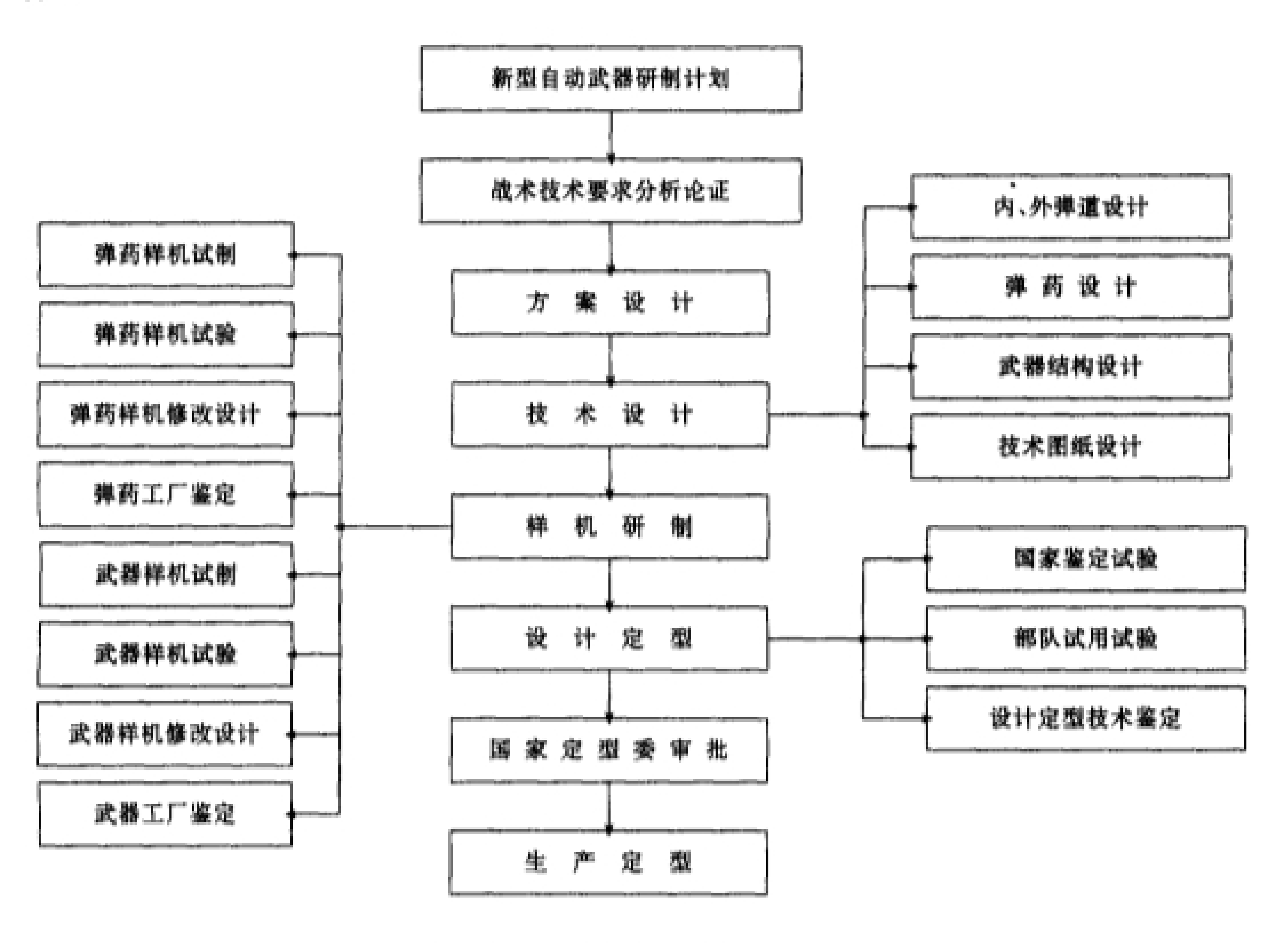


图10－1　自动武器设计的一般程序

§10.1　战术技术要求分析论证

10.1.1　战术技术指标要求

战术技术要求是对武器系统的战术性能和技术性能所提出的具体要求。一般包括威力、可靠性、机动性、勤务性、适应性、生存性、维修性和经济性等方面的指标要求。

一、威力

自动武器威力是指对目标的杀伤破坏能力。这种能力通常用射程、射击精度、终点效能、射频(射速)等来衡量。目标类型不同,要求的威力也不同。手枪、冲锋枪、步枪、机枪、自动炮等多种自动武器就是为对付不同的目标和担负不同的战斗任务而产生的。因此,自动武器威力的大小,必须根据它所担负的主要战斗任务和对付的主要目标来确定。常用步兵自动武器的威力如表 10－1 所示。

射击精度是指弹丸命中目标的精确程度,包括射击准确度和射击密集度,一般用平均弹着点偏差和射弹散布概率圆半径 R_{50}(以平均弹着点为圆心,包含弹着点数为 50%的圆半径)和全散布圆半径 R_{100}(以平均弹着点为圆心,包含全部弹着点数即 100%的圆半径)来表示。

终点效能取决于口径、初速、枪口动能和射程的大小。

表 10－1 常用步兵武器威力数据范围

武器种类	口径 /mm	初速 /(m/s)	有效射程 /m	理论射速 (发/min)	枪口动能 /(N·m)	平均弹着点偏差 /mm	全散布圆半径 R_{100}/mm
手　枪	7 62;9	300～450	50～100		250～500	≤50 (25m 靶,专用靶架,单发射击)	≤50 (条件同左)
冲锋枪	7 62;5 56	300～700	200～400	600～800	400～2000	≤50 (100m 靶距,专用枪架,单发射击)	≤75 (条件同左)
步　枪	7 62;5 56;5 45	720～990	400～600	600～800	2000～3500	≤50 (100m 靶距,专用枪架,单发射击)	≤75 (条件同左)
通用机枪	7 62;5 56 5 45	750～850	1000～1500	550～700	2500～3500	≤50 (100m 靶距,装在枪架上,单发射击)	≤75 (条件同左)
大口径机枪	12 7;14 5	800～1000	对地 800～1500 对空 1600～2000	600～800	16600～32000	≤100 (100m 靶距,固在支架上,单发射击)	R_{100}≤300 R_{50}≤150 (条件同左)

对于大口径机枪,威力还包括穿甲能力。例如,规定 12.7mm 机枪在 100m 距离对 20mm 厚的装甲钢板(35 CrMnSi)的穿透率不小于 90%。规定 14.5mm 机枪在 300m 距离,对与地面成 70°±2°的 20mm 厚装甲钢板(35CrMnSi)的穿甲率不小于 80%;在 100m 距离,穿透 20mm 厚钢板之后,引燃汽油油箱的燃烧率不小于 80%。

二、可靠性

自动武器在各种环境储运和战斗使用条件下,保持各机构工作可靠,能完成预定功能的能力,称可靠性。可靠性的含义通常包括故障率、射击寿命、存储性和坚固性等。

自动武器故障有允许故障和不允许出现的故障。危及射手及友邻人身安全的故障,如炸膛、炸壳、不闭锁击发等现象是绝对不允许出现的,称不允许故障。通常讲的允许故障是指武器不能完成预定功能的故障,如瞎火、迟发火、卡壳、卡弹、卡链、跳弹、不闭锁、不抽壳、不击发等,这些故障经排除后,武器仍能继续射击。允许故障率通常以在抽样射击试验中不能完成预定功能的出现次数与总共射击次数的百分比表示。自动武器故障率又分为弹药故障率和武器机构动作故障率。武器机构动作允许故障率一般要求在 0.2%左右。美英等国常用平均故障间隔发

数 MRBF(Mean Round Between Failures)来表示故障率。衡量寿命的标准是:枪械在规定的射击试验条件下,保持预定的弹道和零件性能的射弹数,即主要零部件不断裂、破损、崩落;主要零部件不失去工作能力;弹着散布不超过规定值;常温下初速降不超过规定值等条件下,武器能够发射的发数来衡量。战术技术指标规定的发数称规定寿命,武器实际能发射的发数称实际寿命。通常步枪的规定寿命为 10000~15000 发,机枪规定寿命为 25000 发。枪管与其他零件的寿命要求不同。枪管受高温高压火药气体烧蚀和弹丸的磨损等作用,一般寿命较短,但允许更换备件。如大口径机枪枪管的规定寿命大于 3500 发,而其他零件则要求大于 7000 发。因此,允许带一根备份枪管。

坚固性主要是指武器的强度、刚度和硬度。如要求武器在训练操作和战斗使用中,零件不易破断、磨损;在拼刺、跌落、碰撞等情况下不变形等性能。

存储性是指武器在长期存储后,仍能立即投入战斗使用的性能。主要要求武器在严寒、酷热、潮湿、干燥、风沙等各种环境中长期存储后,金属不锈蚀,非金属材料不老化,发射药、炸药、起爆药、点火药等有良好化学安定性,不与被接触的材料发生化学反应,不产生霉菌等性能。

三、机动性

武器机动性包括它在使用中发挥火力、携行和运输的方便灵活程度等,又可分为火力机动性、携行方便性和装载运输机动性。

火力机动性是指武器能迅速开火、迅速变换火力、迅速转移阵地等性能。如要求行军状态与战斗状态、上战车与下战车、平射与高射、高低射击与方向射击、单发与连发、对这个目标与对另一个目标等能迅速转换和开火射击等。

携行方便性是要求武器便于战士提携、握持、肩背、扛运、搬抬等方面的性能。如武器重心位置合适、肩扛部位平整、提携握把舒适、背带柔软、武器便于快速分解、结合和搬运等。

装载运输机动性是要求武器便于马驮、车拉、飞机运输等性能。如要求武器外形便于包装,包装箱外形便于人搬、堆垛,箱内固定牢靠、耐振、耐跌落等。

武器的质量大小和外形尺寸是影响机动性的主要因素。表 10-2 列出了一些现代轻武器的质量和外形尺寸。

四、适应性

适应性是指武器对人和对各种环境的适应能力。如在高温、严寒、风沙、雨淋、水浸、冰冻,以及在高山、平原、沙漠、空中、海上等各种环境条件下,武器仍能可靠工作;结构简单、操作简便;尺寸重量适于高、矮、胖、瘦各类人员使用;分划、刻度、颜色、标志清晰,适于人眼观察和辨别;装填拉柄、供弹机、快慢机、保险机、瞄准具等的安排位置、操作顺序和转动方向适于正常人的习惯操作等。

五、维修性

维修性是指武器在寿命期内经过维修可以保持或恢复预定功能的能力。如要求武器结构简单,擦拭、涂油、分解结合等维护保养方便;不易生锈变质;零件不易错装和丢失;易磨损和破损零件能够更换;出现故障后容易排除或易修复等。

维修性常以所需维修工时,如每维修一次平均所需时间(MTBM)或每修理一次平均所需时间(MTBR);所需工具和设备多少;维修费用多少等来衡量。

六、生存性

生存性主要指武器在战斗环境中免遭敌方破坏的能力,它包括隐蔽性和防护性,如要求武

器的外形、结构尺寸便于隐蔽，枪口火焰及噪声小，不易被敌方发现，不仅可保护己方人员免遭伤亡、武器免遭破坏，而且可对敌实施突然袭击，达到消灭敌人、保存自己的目的。有些武器还要求有保护射手的防盾。

表 10－2　现用枪械质量和外形尺寸

武器名称	质　量/kg	外形尺寸/mm		
		长	宽	高
54 式 7.62mm 手枪	0685(带空弹匣),0 94(带 8 发满弹匣)	196	30	128 5
80 式 7 62mm 自动手枪	1 1(带空弹匣),1 21(带 10 发满弹匣)	302	29	141
美 9mmP85 鲁格手枪	0.9(带空弹匣),1 08(带 15 发满弹匣)	199	28 6	143
美伯莱达 9mm92F 手枪	1 145(带 15 发满弹匣)	217		140
苏 5 45mmПСМ 手枪	0.46(带空弹匣),0.51(带 8 发满弹匣)	15 5		
56 式 7 62mm 冲锋枪		874(刺刀折叠时) 1100(刺刀打开时)	63	255
85 式 7 62mm 冲锋枪	1.59(带空弹匣),1 9(带 30 发满弹匣)	682(枪托打开) 444(枪托折叠)		
美柯尔特 9mm 冲锋枪	2.59(不带弹匣),3.0(装满 20 发弹匣)	730(伸托) 650(缩托)		
美柯尔特 M16A2 卡宾枪	2 7(不带弹匣),3.15(装满 30 弹匣)	840(伸托) 760(缩托)		
81 式 7 62 步枪	3 4(带空弹匣,固定枪托) 4 12(带 30 发满弹匣,固定枪托)	955	60	285
美 5 56mmM16A1 步枪	3.45(不带弹匣)	990		
美 5 56mmM16A2 步枪	3 4(不带弹匣),3.95(带满装 30 发弹匣)	1000		
苏 5 45mmAK74 步枪	3 36(不带弹匣)	935		
奥斯太尔 AUG5 56mm 步枪	3 6	790		
比利时 5 56mmFNC 步枪	3 8	997		
81 式 7 62mm 轻机枪	5 1	1046		
比利时米尼米 5 56mm 轻机枪	6 9	1040		
苏 5 45mmRPK74 轻机枪	4 9	1055		

七、经济性

经济性是指在保证武器满足上述战术性能条件下，要求在设计、生产、使用、维修和存储等过程中尽可能降低成本。如要求研制、生产周期短，费用少；所用材料来源广，价格低；结构设计合理，工艺性好，降低制造费用；实行枪族化、系列化、标准化，尽可能采用通用零部件和通用弹药等。

10.1.2　战术技术指标要求的分析

上述各项战术技术要求之间既是密切相关的，又是矛盾、相互制约的。战术技术指标制定

得是否合理，决定武器性能的好坏，也是关系战争胜负的因素。所以，在研制一种新型自动武器时，国防技术部门首先要组织同行专家(特别是用户和研制单位)对其战术技术要求进行充分的论证。论证主要从下列几方面进行。

一、预测未来战争模式和自动武器的作用

由于高科技的迅速发展，现代战争已发展为陆、海、空、宇空四维战争模式，采用高科技的高性能武器装备已在战争中起重要作用。海湾战争表明，采用高新技术(如卫星侦察通信技术、C_3I 技术、电子干扰与抗干扰技术、精确制导技术、光电技术、隐形技术和新型装甲技术等)研制的高性能武器是决定现代战争胜负的重要因素。

虽然空、海军在目前战争中占有明显的优势，具有强大的威慑力量，但最终决定胜负的依然是地面战争。步兵是陆军的基石。现在的步兵虽然已经机械化，但乘战车的步兵还必须手持自动武器在车上和车下进行战斗。特别是在低中强度冲击中，在山地战中，必须依靠运动迅速的步兵手持自动武器速战速决，才能出奇制胜。

二、分析步兵自动武器发展趋势

从国际上看，步兵自动武器的发展将可能经历演进性和革命性两个阶段。所谓演进性阶段就是在现有步兵自动武器的基础上，进一步改进提高武器结构、瞄准具和弹药等方面的性能。所谓革命性阶段就是发射能源有所更新、杀伤元件区别于现行靠弹头动能或爆炸破片的杀伤机制；武器结构原理以及材料都应有新的突破。总之，不断发展的高新技术将会广泛应用于步兵自动武器，使其性能显著提高。

一些国家提出步兵自动武器战术技术要求的四项基本指标是：终点效能、射程、命中率和便携性。把终点效能放在首位，因为使用武器作战的目的就是要用发射物——弹丸(或其他)有效地杀伤目标，武器的其他性能，如射程、命中率等都是为实现终点效能服务的。所以要强调研制开发新弹药，如箭形弹、多弹头弹、爆炸弹等，以提高动能和破片的杀伤效力。第二位是瞄准具。最后才是发射器本身。除非武器结构原理彻底更新，要想从现有发射器结构上修修改改来提高命中率，潜力非常有限，采用先进的昼夜都能使用的瞄准具将是有效的措施。目前某些国家正在研制的无壳弹枪在高射速时，可在一个后坐过程发射三发弹，在低射速时采用浮动技术，这样可以提高命中率，枪的带弹量可多一些；但是这种武器要解决闭气、防烧蚀、防自燃等关键技术问题，武器的造价要比有壳弹枪贵得多。便携性主要是要求武器的质量和尺寸符合机械化、快速突击作战，符合人—机工程学，以提高人—机系统效能。

前已述及，实现新一代的枪族化、系列化、标准化也是当前步兵自动武器的发展趋势。单兵用步枪和班组用自动武器尽可能采用通用零部件和通用的弹药。这样，既可降低武器的制造成本，又可在战场上充分发挥武器的协同战斗效能。

三、正确处理战术技术指标之间的关系

在10.1.1节中所述的七项战术技术指标是相互关联和互相制约的。在制定某种武器的指标时，必须根据武器的用途、未来战争模式、科学技术发展水平和本国国情等方面的情况，用系统工程学和人—机工程学观点，对各项战术技术指标进行仔细分析，权衡利弊，协调矛盾，明确重点。

1. 关于自动武器威力

威力是自动武器最重要的战术技术指标。正如上述，国外把终点效能、射击精度(或命中率)、射程作为步兵自动武器的基本指标。这也可以看出世界各国对自动武器威力指标的重视，

尤其寻求常用的单头弹以外的箭形弹、多头弹和小口径爆炸破片弹以及利用先进的瞄准具，以提高终点效能。

射击精度是衡量威力的重要指标。新武器能否取信于部队，射击精度是极为重要的因素之一。武器射击精度的好坏，也直接影响士兵在战场上的战斗士气。

影响射击精度的因素很多，但归纳起来，主要是武器的后坐冲量、弹丸出口时枪口的振动与弹丸的扰动、弹丸初速及其飞行稳定性、瞄准具性能等。提高射击精度也主要从这几方面着手。

(1) 选定合适的口径和有效射程。武器口径是影响威力大小的主要参数，因而也是战术技术指标要求的重要指标。自有步枪史以来，口径 7.62、7.7、7.92mm 一直沿用了 70 多年之久。而且这类武器的有效射程都在 600m 以上。

由于科学技术的发展，战争中使用武器的品种增多，威力也不断增大，因而步机枪在战争中的作用有了变化。军事家们要求步机枪主要在低中强度冲突中，在 300～500m 距离范围内发挥机动灵活的突击作用，因而产生了将武器口径缩小，有效射程缩短、重量减轻的趋势，

50 年代初，美国就开始了小口径步枪的探索。尤金·斯通纳首先将采用北约 7.62mm 枪弹的 AR－10 步枪按比例缩小为口径 5.56mm 的 AR－15 步枪，1958 年 3 月 31 日定型。60 年代初，首先为空军使用。美国陆军于 1964 年正式采用时，定为 M16。1967 年又将改进的 M16 定名为 M16A1 并大量装备于美国军队。1962～1963 年，斯通纳及其助手共三人，又设计成功 5.56×45mm 斯通纳系统，该系统包括 6 种武器，即突击步枪、冲锋枪、弹匣供弹轻机枪、弹链供弹轻机枪、中型机枪和坦克机枪。从此，推动了各国步机枪向小口径方向发展。70 年代，世界上掀起了小口径热潮，大多数国家都研制和装备了 5.56mm 的步机枪，一直至今。

苏联(现为独联体)从 1974 年开始，将口径 5.45mmAK74 系列步、机枪装备部队。

我国从 1980 年开始，已研制出口径 5.8mm 步机枪。

小口径深受世界各国的重视，主要有下列优点：

(*a*) 可减轻武器质量。如美国 1957 年列装的 7.62mmM14 步枪质量为 5.1kg(带 20 发满弹匣)，1967 年换装为 5.56mmM16A1 步枪质量只 3.82kg；苏联 7.62mmAK47 质量为 4.3kg，而 AK74 只 3.36kg。

(*b*) 初速和弹头长径比可增大，有利于提高弹头侵彻作用、杀伤效果和弹道低伸性。

(*c*) 后坐冲量小，有利于提高射击精度，尤其是连发精度。

(*d*) 枪弹轻，可增大携弹量。

美国著名枪械设计家斯通纳预言，口径还可减至 5mm 以下。

目前大多数国家的狙击步枪口径仍为 7.62mm。美国把口径 12.7mm 也列为狙击步枪。

(2) 减小初速波动值和提高弹丸飞行稳定性的主要措施。在连发过程中，初速不一致，必然影响射击密集度。由于环境条件(包括大气温度、湿度、压强等)、弹药工艺条件和武器新旧的不同，使弹丸初速波动以及对飞行稳定性有影响是客观存在的。改善内膛结构、弹药生产工艺和内弹道条件可减小初速波动值；改善弹丸结构和外弹道条件可提高飞行稳定性。尽管如此，还不能消除自然环境条件和内膛的磨损情况等对初速的影响。

采用膛口实时测速装置，将测得连发过程中各发弹丸在当时的初速，立即输入火控系统，使枪身(炮身)的俯仰角和方向角与当时的初速值相符，这是一个提高射击精度的有效措施。瑞士 35mm 高射自动炮就采用了这个措施。

实践证明，采用常规方法改进武器和弹丸结构来提高射击精度的潜力已有限。

(3) 减小枪口振动的主要措施。改进武器结构，防止质量偏心，减少后坐力及机构运动件之间的冲击力，协调射击频率与武器固有振频的关系等等，可减小枪口的振幅；改进身管内膛结构和膛口装置，可减小弹丸出膛时的扰动。

近年来，采用浮动装置和可压缩液体缓冲装置，来减小武器后坐力，以提高武器的射击精度，非常有效。如瑞士厄利康 35mm 自动炮采用这两种装置，相互配合，既可提高射速，又可提高射击精度。德国的 G11 无壳弹枪采用浮动装置，配合高射速和可控点射装置，在三发射弹出膛口后，自动机才后坐到位，这样就避免了后坐冲击的影响。但是采用这些装置会产生武器结构复杂，质量加大，成本上升等矛盾。

(4) 提高瞄准精度的主要措施。主要是提高瞄准具的性能。从目前轻武器的发展看，简易机械瞄具在各种枪械中还必须配置，但提高其瞄准精度的潜力有限，且不能在夜间瞄准。由于夜战增多和光电技术的发展，美、英、法等国已将昼夜都能瞄准的瞄具装于自动武器上，而且还在继续研制。一具夜视瞄具的价格大约是一支 M16A2 步枪价格的几倍到十几倍。这就与武器的经济性发生矛盾。目前在狙击步枪上已广泛使用光学瞄具和夜视瞄具。

2. 关于自动武器可靠性

自动武器为单人和班组使用，使用时常是贴身和近身操作。射击时膛内处于高温、高压状态，各机构连续高速运动，一旦发生事故，就有伤害人身的可能；在战斗中若经常出现故障，也有贻误战机或危及士兵自身生存的可能。这些都易使士兵产生畏惧的心理状态而不能发挥武器的威力。故保证武器安全可靠，极为重要。

如前所述的炸膛、炸壳、不闭锁击发等现象，是绝对不允许出现的。一旦出现，必须采取措施杜绝。如某机枪，由于卡弹，使下一发枪弹进膛而不能闭锁，且由于枪管射弹多而弹膛温度高，烤燃枪弹而自爆，致使射手被炸伤。后经采取防止卡壳和防自燃措施，才未再出现这种不允许故障。但必须注意到，这个不允许故障是由于出现了允许故障——卡弹而引起的。在规定这类允许故障的故障率时就应该严一些。一般允许故障率规定在 0.1%～0 4%范围内。

一般说来，增大零件强度和刚度，能提高武器寿命，有时也可减少故障率。但这会使武器的重量增加，影响便携性。除枪管外，可采用强度较高的轻合金或塑料等材料来解决这些矛盾。奥地利军队列装的斯太尔 AUG5.56mm 系列枪上的塑料件约占武器零件数的 20%，枪托、握把、弹匣以及受冲击的击锤、阻铁和扳机等都用塑料制成。

自动武器要在各种气候（严寒、高温、潮湿、干燥、风沙、雨淋）和自然环境（山地、平原、丛林、沙漠）等恶劣条件下都能工作，而且在长期贮存后还能可靠工作。所以要采用耐腐蚀、耐磨损、防霉菌、防老化等合适的材料。在武器结构上，尽量采用密封式，避免敞开式，以防尘、沙、泥、水等的侵入；还要考虑易于擦拭、涂油。例如，德国 G11 无壳弹枪外部的密封性很好；美 M16 步枪采用活动式装填拉柄，使装填拉柄不随枪机往复运动，以保持机匣上的装填拉柄槽在平时不外露；比利时 FNC 步枪采用经常性抛壳窗防尘盖，只有当枪机后退在抛壳瞬间才将防尘盖打开等。

为了提高武器关键部位，如身管内膛、闭锁支承面等的耐磨性，可采用先进的金属表面处理工艺，如镀铬、镉和碳化钨以及渗碳、渗氮等。受冲击磨损的零件，如闭锁支承面、枪机和枪机框复进到位的冲击部位可采用高强度、高冲击韧性且表面高硬度的嵌入式零件。瑞士 GDF－005 型双 35 高射自动炮上还采用了在连发过程中经常给炮闩与机匣摩擦面涂油的装置。还需

有使枪管冷却，防止内膛受烧蚀的措施，以提高身管寿命。

以射弹发数作为衡量武器寿命是需要的。但指标要定得适当，没有必要过高。在实际使用中，往往不是由于累计射弹发数达不到要求，而是在长期储存、多次运输和训练操作中损坏而报废，大多数都是因型号陈旧而被淘汰。M16 步枪寿命规定为 6000 发。

3. 关于自动武器机动性

现代地面战争要求短兵相接，速战速决；步兵战车广泛使用，步兵机械化程度空前提高；空降步兵突击作战也日趋平凡。因此，现代战争对步机枪的机动性要求更加严格。

步兵自动武器大多是人身携带，便携性极为重要，应充分体现人—机工程学观点。武器的结构、重量、尺寸要求满足下列要求。

(*a*) 便于士兵提携、握持、肩背、肩扛、搬抬和运输。特别是要便于端枪握持射击，以提高射击稳定性和连发精度。

(*b*) 在各种自然环境和载体内(如山地、丛林、壕沟、地道、装甲车辆、飞机等)都能方便出入作战，并能迅速向各种目标转移火力。

(*c*) 在进攻和防御战中能以各种姿态，如立姿、坐姿、跪姿、卧姿等方便进行射击。

(*d*) 适于高、矮、胖、瘦各种人员携带和操作使用。

(*e*) 适于穿防弹衣或穿棉衣、戴手套、穿雪地鞋、滑雪撬等条件下操作射击。例如扳机护圈、握把等的大小能适于戴手套的射手及其手指操作。

(*f*) 适于戴头盔、夜视眼镜等的射手瞄准射击。

为了提高机动性，自动武器设计师采取了许多措施。如前所述，减小口径，使重量和尺寸减小，无疑是提高机动性的主要措施之一。在外形结构上，可采用折叠枪托和无托结构、多功能提把、隐形结构等，以提高便携性。如奥地利 AUG5.56mm 步枪的无托结构可使全枪尺寸大量缩短，适于步兵在载体内使用。美 M16A1 步枪的提把既便于行走提携，还可将表尺照门包含在内，既可保护表尺照门，又可避免零件外突。设计武器时，分析现有武器的优缺点并吸取前人的经验是非常必要的。

4. 关于自动武器经济性

自动武器是步兵的基本武器，生产数量达数十万至数百万之多。每一支枪只要少花一点钱，则总共可节省大量的经费。因此，在设计武器时，除满足威力、可靠性、机动性等战术性能外，必须要考虑经济性的问题。武器的经济性与其他战术技术指标往往是相互矛盾的，在制定指标和设计过程中必须权衡利弊、综合协调，以达到全面指标都符合战术技术要求。自动武器的经济性主要从以下几方面考虑。

(1) 首先要考虑换装周期。由于科学技术不断发展以及战争模式不断变化，武器必须符合时代要求，不断更新换代。国家高级军事部门和武器发展部门应对此进行预测和规划。

换装时间根据科学技术的发展、本国经济实力、世界局势和各国历代换装周期等方面的经验进行充分论证后确定。

美国 200 年历史中有 8 次步机枪换装。其中一次是 1957 年列装的 7.62mmM14 自动步枪，经历 10 年后，于 1967 年全面换为 M16A1 自动步枪。这次换装主要是发现在越南战争中 M14 自动步枪使用北约大威力 7.62mm 枪弹，枪质量 5.1kg，与使用 7.62mm 中间型枪弹的 AK 突击步枪(质量 4.3kg)和 56 式半自动步枪(质量 4.2kg)相比，机动性相差甚远的缘故。据报导，1986～1994 年期间将 M16A1 换装成 M16A2，1994 年到 2000 年前后可能将 M16A2 换

装为正在研制的先进战斗步枪。

苏联在二次大战后直到1951年前后，全部队列装了1946年式7.62mmCKC半自动步枪、7.62mmAK47突击步枪和1946式7.62mmPПД班用轻机枪。经历20多年之后，于1974年换装为5.45mmAK74自动步枪。这20多年期间对步机枪作了些改进，谈不上大换装。

所以，在制定自动武器的发展规划及其战术技术指标时，必须要预测和规划换装年代，要考虑换装对国家经济带来的重大影响。

(2) 实现步机枪枪族化、标准化。装备数量最多的步机枪实现枪族化和标准化，既可给作战带来方便，又可降低生产成本。步机枪弹早已趋于标准化，如我国50年代开始使用的56式7.62×56mm中间型枪弹已为我国56式冲锋枪、56式半自动步枪和56式班用机枪等所共用；北约70年代末选定的5.56×45mm SS109标准弹(与美国60年代初定型的M193和80年代定型的M855枪弹外形一样，M16A2可发射这三种弹)为北约各国所共用。这不仅给战场使用、运输带来方便，而且可使弹药大量生产，经济性大大提高。同样，若步机枪(包括冲锋枪、步枪和机枪)使用同一种枪弹，除枪管粗细和长短不同外，其他部件设计成通用化、系列化，则可采用积木方式将其组合成各种枪械，这既能给战场使用、运输带来方便，同时能降低枪械制造成本。

(3) 提高结构设计和工艺水平。在设计武器结构时，要考虑加工的方便性和经济性，尽量避免难于加工的特殊形状结构，零件加工，尽量少用或不用专用设备。在选用材料时，尽量用普通的、价廉的且是国产的材料。零件的尺寸精度、表面粗糙度以及其他技术条件要标注得合理，任何不适当的或过高的要求都会使制造成本上升。为提高在国内外市场上的竞争力，必须具备物美、价廉的条件。

§10.2 现代高射自动武器战术技术特殊要求和结构特点

10.2.1 高射自动武器在现代战争中的作用

从航空技术发展看，飞机性能一直在不断提高。战斗机的飞行速度将达2～3倍音速；作战高度最高达20km，最低低到能在接近地面高度的等高线上飞行，其机动能力、负载能力、全天候性能、抗干扰能力和隐蔽(隐形)能力很高。特别是武装直升机大量进入战场，它能充分利用各种(地形)隐蔽，接近目标后，在短时间和短距离内对地面目标发射导弹和自动武器，对地面目标，特别是对坦克、战车和重要设施造成极大的毁伤。

现代防空，包括防超低空、低空、中空和高空，也就是要在从超低空到高空的整个空域都要进行防范，而不能有任何空隙，因为现代飞机作战准则之一就是要找对方防空薄弱空间深入空袭。

中、高空目标由导弹防范，因为导弹的射程远，威力大，命中率高。高射自动武器主要是攻击300～4000m范围内的飞机，也可作为近程反导系统，特别是舰艇上的反导系统。在这一空域内的范围，高射自动武器与导弹相比具有下列的优越性。

(1) 导弹在发射后不能立即制导，因而不能对付突然出现的目标；而高射自动武器反应快，弹丸飞行时间短，可以对突然出现的凌空目标作战。

(2) 导弹的制导系统多以电子技术为基础，在电子干扰条件下可能完全失效；高射自动武

表 10—4 现代高射自动武器主要性能

性能 名称 口径	初速 /(m/s)	理论射速 /(发/mm)	主要配用弹药	弹药基数 /发	有效射程 /m	有效射高 /m	高低射界 /°	方向射界 /°
中国 77 式 12 7mm 高射机枪	810～825	650～750	穿甲燃烧弹， 穿甲燃烧曳光弹	60×10	对空 1600 对地 800		−15～80	高射 360 平射 120
美 M2HB12 7mm 机枪	890	550			最大射程 6800		−29～85	360
中国 80 式 14 5mm 高射机枪	980～995 995～1015	550～600	穿甲燃烧弹， 穿甲燃烧曳光弹	10×40	(最大射程 7500) 对空 2000,对地 1000		−15～85	360
美 M167"伏尔康"20mm6 管转管牵引和自行高炮	1030	对地 1000 对空 3000	燃烧榴弹， 燃烧穿甲弹	弹鼓装 1200 另有 800 发散弹	1650	900	−5～85	360
美"密集阵"20mm6 管转管舰炮	1100	500×6	硬心脱壳穿甲弹， M50—1 型榴弹	989	1486		−25～85	−180～180
西德 MK20Rk202 型 20mm 双管牵引高炮	1045	2× (800～1000)	榴弹，穿甲弹	540	1600	800	3 5～81 6	360
西班牙梅罗卡 20mm12 管牵引高炮和舰炮	1050 1200	12×750	榴弹，甲弹， 燃烧弹	720	2000		−5～85	360
苏 ЗСУ—23—4 型 23mm 四管自行高炮	970	4× (850～1000)	曳光燃烧榴弹， 曳光穿甲燃烧弹	2000	2500	1500	−4～85	360
中国 W85 式 25mm 双管牵引高炮	1050	700～800			3200		−3～90	360
荷美 SGE—30 型"守门员"30mm 七管转管舰炮	1021	7×600	TP,HEI,AP,APDS	1190	3500		−20～80	−160～160 (360)
西德"猎豹"35mm 双管自行高炮	1175±20	2× (550±60)	穿甲燃烧榴弹， 脱壳穿甲弹	640+40	4000	3000	−5～85	360
瑞士 GDF005 型双管 35mm 牵引高炮	1175±20	2× (550±60)	薄壁榴弹 HEI,HEI-T APDS,SAPHEI	280	4000	3000	−5～92	360
英"神枪手"35mm 双管自行高炮	1175±20	2× (550±60)	燃烧榴弹，曳光燃烧榴弹，脱壳穿甲弹	230(HE) 20(AP)	4000	3000	−10～85	360
中国 74 式 37mm 双管牵引高炮	866	2× (205～240)	榴弹、穿甲弹		3500	3000	−5～87 机械 0～81 5 电气	360
美"约克中士"40mm 双管自行高炮	1060	2×300	近炸引信预制破片榴弹，着发引信榴弹	560	4000	3000	−4～90	360
瑞典博福斯 40mm 牵引高炮	1005	300	预制破片榴弹， 新型薄壁榴弹	96+26	4000	3000	−4～90	360
意大利 OTO 76 型 76mm 单管自行高炮	900	100～120	榴弹 硬心脱 壳穿甲闪光弹	69～80	4000	5000	−5 ~60	360

器可不受电子干扰。

(3) 导弹系统复杂，造价高，且操作、维护、使用麻烦和不便，而且也影响可靠性；高射自动武器载弹量多、发射速度高，能形成密集火力，且弹药价格低。

50 年代，美国出现"防空武器导弹化"思潮，1960 年将陆军的高炮装备全部转入国民警卫队和预备队，实现了全面导弹化。但是越南战争、中东战争证实，许多飞机都是高炮打下来的。高炮能够完成导弹难于完成的战斗任务。

经历次战争证实，现代最有效的防空应是"导弹与高炮相结合的防空"。这一战略思想得到公认。牵引高炮、自行高炮和防空舰炮都得到重视和发展。许多国家已形成"中、高空防空依靠防空导弹，低空防御以防低空导弹和高炮相结合"的综合防空体系。现代自动武器不仅用于对付空中飞机和地面目标，而且可利用它的高密集火力作为近程反导武器，现代舰艇上都装备几门近程反导舰炮。

现代高射自动武器的主要性能如表 10－4 所示。

10.2.2 现代高射自动武器的技术特点

现代空中威胁比过去要严重得多。除有人驾驶轰炸机和战斗机外，还有武装直升机，无人驾驶接预编程序飞行的遥控飞机以及巡航导弹等等，构成了空中的严重威胁。而且这些飞机与旧机相比，性能有显著提高，如作用距离大、负载能力大，具有接近地面(约 50m)的等高线飞行能力，具有在坏天气和夜间条件下的作战能力，具有干扰能力和隐形能力等等。这样就使地面防空任务比过去更复杂、更繁重。这必然对与防空导弹相配合的高射自动武器提出更高的要求。从目前各国高炮发展看，主要有下列技术特点：

一、以发展小口径多管联装自动炮为主，形成通用化

目前世界各国用于地面、舰船和飞机上的高炮、舰炮和航炮，口径大多数都在 20～40mm 范围内，而且都是多管联装使用。因为这个口径范围容易实现多管联装，提高射速和机动性，以形成机动灵活的高密集度火力，满足防御低空和超低空目标的要求。口径 40mm 以上的自动高炮不多。但也研制了几种中大口径自动舰炮，如法国 100mm 自动舰炮(射速约为 80 发/min)和意大利的 OTO76/62 式 76mm 单管自动舰炮(射速 100～120 发/min)。意大利还把 OTO76/62 式舰炮改进为 OTO76 式自行高炮。

目前小口径高炮正在向口径系列化和自动机通用化方向发展。现代自动炮已形成 20，25，30，35，40mm 口径系列，而 23mm 和 37mm 口径可能日趋消失。高射机枪口径只有 12.7 和 14.5mm。目前，瑞士研制的 20，25，30，35mm 系列口径的自动炮已为许多国家所通用，而瑞典的口径 40mm 自动炮也为一些国家所选用。口径系列化和自动机通用化的优点是：使各种用途火炮的研制周期缩短、成本降低、弹药通用、武器性能稳定可靠等。

二、牵引与自行并存

由于自行高炮的机动性能好，一直受到各国的重视和发展。70 年代以来出现的新型高炮中，自行高炮占 70%。在自行中，以履带式为主。轮式底盘也有所发展，因为轮式底盘战略机动性好和成本低，如西德的"野猫"30mm 双管轮式自行高炮和瑞士"护航者"GDG－003 35mm 双管轮式自行高炮。为了满足步兵的需要，牵引高炮也受到重视和发展。因为牵引高炮有便于空运和造价低的优点。牵引高炮应用光学、机械瞄具，或数门火炮共用一个雷达火控系统，比单独用一门雷达控制的自行火炮的价格要低得多。此外，自行高炮在发动机或行动部分损坏时，

整个武器系统失去战斗力，而牵引高炮则不然。

三、转管式和导气式占大多数

目前，在口径 20～40mm 自动炮（包括地面高炮、舰炮和航炮）中，大多数都采用转管式和导气式自动原理。在新近研制的小口径自动炮中，几乎都不采用管退式，只有口径 40mm 或大于 40mm 的才采用管退式，如瑞典的博福斯 40mm 自动炮。

由于转管式火炮有突出的优点，现受到各国的重视和广泛的应用。美国已研制有多种不同型号，不同用途的转管武器。口径从 5.56，7.62，12.7，20，25 到 30mm；管数有 3，4，5，6，7 管。这些不同型号的转管武器几乎配置在美国空军所有军用飞机上。60 年代以来，美国陆军将 M61 型 20mm 航炮改装在伏尔肯 M163 自行高炮和 M167 牵引高炮上。美国海军将 M61A1 型 20mm6 管炮配置在“密集阵”舰炮上，将 GAU－8/A 型 30mm7 管炮配置在“守门员”舰炮上。转管式自动武器在美国海、陆、空三军中占有非常重要的地位。1976 年以来，苏联相继发展了 6 管 23mm 和 6 管 30mm 转管炮，并已装备本国飞机、舰船和自行高炮上，如苏 3CУ－30－6 型 30mm6 管自行炮等。

我国也研制了几种转管武器。如 23mm6 管航炮和 30mm6 管舰炮。

转管自动武器主要有下列优点：

1. 射速高

转管式自动武器采用了多根炮管，每根炮管配置一套炮闩，各套炮闩的自动工作是同时重叠进行的。因此射速较一般单管自动武器高出 3～7 倍（直接与管数有关）。这显著地提高了对目标的毁歼概率。后坐力相对较小，因而射击精度较高。而且可以调节驱动能源功率的大小来调节射速，可根据对不同目标的要求来得到所需的射速。例如美 M167“伏尔康”20mm6 管牵引和自行高炮对高射速为 3000 发/min，对地射速为 1000 发/min。

2. 寿命长

自动武器的寿命主要反映在身管内膛的烧蚀、磨损和热疲劳强度。因为多根身管、多套炮闩共同承担了射弹总发数，比一般单管炮成倍地提高了全炮寿命。例如美“密集阵”20mm6 管舰炮寿命为 15 万发。

3. 可靠性好

转管炮的主要运动件是炮闩，而炮闩的各个射击循环运动全部是机械强制性的，无惯性运动。另外，转管武器采用了外部能源，遇瞎火弹不会停射。转管炮的故障率一般可控制在万分之几，较一般自动武器的故障率低一个数量级。例如“密集阵”舰炮的平均故障间隔发数为 10000 发；而“守门员”舰炮的平均故障间隔发数超过 3 万发。

另外，转管式武器结构简单，折装方便，擦拭容易，可维护性好。

导气式自动原理是近代的自动武器中最广泛采用的自动方式。自第二次世界大战后至今研制的小口径步机枪中，几乎全是导气式自动方式。在新近研制的 20～35mm 的小口径自动炮中，除部分采用转管式外，也几乎都是导气式自动方式。如前所述，瑞士厄利空公司研制的系列口径自动炮为当今世界各国广泛采用，原因是该导气式武器的结构简单，射速高，后坐力小，射击精度高，可靠性也好。现列举 GDF－003 型 35mm 双管牵引高炮自动机的几项结构特点如下：

1. 可压缩液体炮闩缓冲器与炮身浮动装置的最佳匹配

这是提高射速，减小后坐力而使射击精度提高的主要措施。

为了提高射速，设计者使导气装置赋予炮闩的速度高达15m/s左右。因为采用外能源供弹，炮闩在后坐过程中的动能消耗很小，后坐到与炮闩缓冲器开始接触瞬间的速度仍达10m/s以上。由于炮闩缓冲器用可压缩液体（硅油）为缓冲介质，能在很短的行程（15～25mm）内几乎全部储存炮闩的后坐动能，并储存炮箱复进的部分动能。炮闩与炮箱相当于弹性碰撞，能量损失很少。然后可压缩液体又在很短时间内膨胀而将能量释放给炮闩，使炮闩在开始复进时就有很高速度。这样就使炮闩在整个后坐和复进过程都以高达10～15m/s的速度运动，从而使射速提高到550发/min，约为口径相近的74式双管37mm高炮的射速220发/min的2.5倍。

由于炮闩缓冲器与浮动装置的最佳匹配，使浮动运动曲线稳定；连发平均最大后坐力仅为14.7kN，约是37高炮后坐力27kN的一半。这样，能提高射击精度。

2. 后坐部分质量特大

双35高炮自动机后坐部分质量约400kg，约为74式37高炮后坐部分质量120kg的3.3倍。由动量定理知，当火药气体给予火炮后坐体的冲量相同时，后坐部分所获得的动能与后坐质量的大小成反比。设有m_1和m_2两种后坐质量，因有

$$m_1V_1 = m_2V_2$$

则两种情况后坐动能之比为

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{m_1V_1^2}{m_2V_2^2} = \frac{m_2}{m_1}$$

由上式可知，增大后坐体的质量可减小后坐动能。在相同后坐长度条件下，可减小后坐力，对提高射击精度有利。

3. 大环形炮耳轴

在采取减小后坐力的措施之后，又采用刚度非常大的炮耳轴，这是提高射击精度的又一措施。

4. 采用双导气装置

在导气式自动武器中，一般身管上都是一个导气孔，而瑞士的GDF武器系列中都采用双导气孔装置。这有两方面好处，一是可消除偏心力矩，减小导轨的磨擦力和磨损；二是可减小导气孔的直径，免伤膛线，免使弹丸的弹带产生毛边，对弹丸飞行稳定性有利。

5. 不自锁的鱼鳃撑板式闭锁机构

我国仿苏的53式、56式7.62mm轻机枪和54式12.7mm高射机枪都采用自锁式鱼鳃撑板闭锁机构，闭锁支承面倾斜角为2°30′，需要专门的开锁斜面使之开锁。而GDF型的闭锁支承面倾斜角为15°，不需开锁斜面而能自开锁。这样就使结构简单，撑板外形平整而不产生应力集中等等。另外，闭锁支承面和炮闩复进到位碰击面采用高强度、高硬度的嵌入零件。这些都是提高武器可靠性和寿命的措施。

6. 炮口上装有测速装置

炮口上装有两个直径为70mm，两者相距800mm的线圈靶，可以随时测得弹丸（已磁化）出炮口时的初速，并适时输入火控计算机，然后通过随动系统修正火炮的瞄准角，以提高射击精度。

7. 装有自动润滑系统

在射击过程中，自动润滑系统能给炮闩在炮箱上的运动导轨随时加油，以减小炮闩和闭锁撑板与炮箱之间的磨损，并提高浮动稳定性。

四、发展新型弹药

为提高自动高炮射击效果，各国都重视发展新型弹药，尤其是近炸引信预制破片榴弹、薄壁榴弹和硬芯脱壳穿甲弹等。

因着发引信榴弹只有直接命中目标才能发挥作用，而直接命中概率较低。近炸引信榴弹在目标附近爆炸，对飞机、直升机和导弹的毁伤面较大。瑞典在波菲 40mm 高炮上配有近炸引信预制破片榴弹，该弹丸重 875g，除装 120g 炸药外，弹丸前部还装有 600 个碳化钨球。经试验证实，该弹对飞机的毁伤作用面积比普通榴弹提高 50 倍，对直升机的毁伤作用面积提高 8 倍。瑞典试验还证实，采用近炸引信榴弹和 300 发/min 的射速，其效果相当于着发引信的 2000 发/min 射速的效果。美国"约克中士"40mm 双管自行高炮上配用近炸引信预制破片榴弹，引信以自动控制的雷达多普勒效应工作，对飞机的作用半径达 6.5m，对大型导弹达 4.5m，对反坦克导弹达 1.8m，从而提高了命中和毁伤概率。

为对付有装甲的直升机和地面装甲目标，还发展了多功能脱壳穿甲弹。如瑞士厄利康 STO－075 型 35mm 脱壳穿甲杀伤燃烧榴弹，侵彻目标后能在目标体内产生燃烧作用，并有破片杀伤作用。

薄壁榴弹是为了增加炸药量而设计的，如 40mm 薄壁榴弹弹丸内装 165g 奥克托儿炸药，比 60 年代同口径燃烧榴弹多装 50g 炸药，这是一种具有杀伤、爆破、穿甲和燃烧作用的多功能弹药。

五、反应快、全自动瞄准的火控系统

现代战斗机进行超低空入侵，由于减弱红外和雷达信号以及利用更复杂的电子干扰手段，给地面探测和捕获目标增加了困难。

在先进的牵引和自行高炮上一般配用雷达和光电两套火控系统。雷达火控系统突出优点是反应快、能全天候和全方位探测较远的目标，但怕干扰；光电系统的突出优点是不怕干扰；两者配合使用，以期达到反应时间短、防干扰、全天候和全自动瞄准目标的目的。如德国的"猎豹"（系统反应时间 6～7s）、"野猫"（系统反应时间只 6s），美国的"约克中士"，瑞士的 GDF－005，希腊"月神"30mm 双管高炮（从发现目标到发出开火令不到 5 秒钟）等都配用这样的两套火控系统。但是，这样却使价格昂贵。

目前，也有只配用光电火控系统的，因为这样可使造价降低。例如：中国 W85 式双管高炮，只配用激光航路仪，作为简易光电火控；西班牙"梅罗卡"（陆用）20mm12 管牵引高炮上只配用由微光电视跟踪系统和激光测距机等组成的光电火控系统；瑞士 GDF－C02 型 35mm 双管简易自行高炮上只配用由潜望瞄准镜、激光测距机和自动跟踪的被动红外瞄具组成的光电火控系统。

§10.3 自动武器设计的一般程序

新型自动武器设计必须与所用弹药相结合。有设计新武器，同时设计新弹药；有利用已有弹药设计新武器；也有改进已有弹药设计新武器等多种情况。情况不同，武器设计程序也有所不同，但基本过程大体一致，如表 10－1 所示。现以设计新型自动武器同时又设计新型弹药的设计程序（此处未包括火控部分，当有火控部分时，设计程序与此相似）概述如下。

一、战术技术指标的具体确定

前面已对自动武器的战术技术指标要求进行了原则性的分析论证。设计新型自动武器时要根据这些原则性的分析论证制定出明确、具体的指标，指标中不能有模棱两可的内容，尽可能用数字量化（如口径大小，射程远近、武器质量大小、命中概率多大等等）。这些具体且量化的指标要满足下列基本要求。

（1）自动武器的性能要符合现代和未来（一定时期内）战争的需要，指标力争达到最先进水平。要强调综合性能好，不能只突出某一指标的先进而忽视其他指标的先进。

（2）指标在技术上要符合本国工业基础和专业技术水平。过高的指标可能导致研制周期延长，或被迫在研制过程中调整指标，降低原有要求。

（3）新型自动武器的造价要适宜，适应市场需要。如果造价太高，虽然武器指标先进、性能好，但本国经济无力承担列装任务，国外又无销售市场，则研制意义不大。

战术技术指标的具体制定是一项十分细致的工作，领导机关必须组织有关部门经过充分讨论，权衡各方面的利弊，才能最后确定。

战术技术指标论证工作的最后阶段就是要写出详细的论证报告。在论证报告中，要详细说明制定指标的依据，包括战术技术分析、理论计算和试验数据等等。然后交上级机关审批。审批后，即可下达研制任务或进行项目招标。中标或承担任务的研制部门确认战术技术指标要求，并与上级机关签订合同后，则可正式开始武器的研制工作。

二、总体方案设计

自动武器设计与其他工程设计一样，应从总体方案设计开始。研究和设计总体方案必须始终围绕所要求的战术技术指标进行；总体方案的设计过程也就是在方案中体现各项战术技术指标的过程。体现指标的方案可能有多种，要经过充分论证，分析对比，选定最佳方案。

总体方案设计的内容主要有

1. 弹药方案设计

弹药方案设计就是根据指标（如口径、威力等）来确定弹种（如动能弹还是爆炸弹、箭形弹还是多头弹等）和弹药系列（普通弹、榴弹、燃烧弹、穿甲弹、曳光弹、训练弹等）、引信种类和系列（如着发、延期、近作等）以及内外弹道方案设计等。

2. 武器方案设计

首先要根据战术技术指标确定武器的自动工作原理，如导气式、管退式或转管式，单管还是多管联装等。在确定自动工作原理时，可以参考现有的，更需要有所创新。目前现有的自动工作原理在发展中也将不断得到改进和完善。

如果是大口径机枪和自动炮还须提出架座设计方案以及减小武器后坐力和提高射击精度的措施等。

在方案初步确定之后，应画出结构草图，标出大概的轮廓尺寸，以便进行评审。

3. 方案可行性分析论证和评审

在弹药和武器方案设计完成后，要进行方案可行性分析论证。主要说明方案如何体现战术技术指标，体现指标的途径，以及方案的先进性、经济性和研制周期等。然后应组织有关专家进行评审，确认方案可行后，才能最后定案。

三、工程设计

工程设计又称技术设计，就是在方案设计的基础上对武器系统进行结构设计和理论分析计算，包括内外弹道设计、弹丸结构设计、武器各机构的结构设计，以及武器系统的动力学分析

计算、强度和刚度计算等。工程设计的最终成果就是提供用于加工制造的武器系统的全部产品图样和保证武器系统性能的技术说明文件。

1. 弹道设计

弹道设计一般要在武器结构设计之前进行。弹道设计分外弹道设计和内弹道设计。外弹道设计主要是根据战术技术指标要求与方案设计中所确定的参数(如口径、初速、弹种、弹重、弹形系数等)计算出与射角、射程、终点效能等有关的外弹道数据,为弹药、瞄准装置和火控系统的设计提供依据。内弹道设计也是根据已确定的上述有关参数来选定发射药(品种和装药量)、确定最大膛压、设计药室容积和线膛尺寸等,为身管等设计提供依据。弹道设计的结果就是要满足战术技术指标中有关弹道性能的要求;但弹道性能是靠武器和弹药实现的,所以弹道设计可提出几种方案,供武器和弹药系统选择。一般是先外弹道设计,后内弹道设计;两者的设计要协调进行。

2. 弹药结构设计

弹药可采用制式弹,也可重新设计新弹种。一般说来,一种弹常是多枪使用,实现枪族化后更是这样。例如,我国 7.62mm56 式中间型枪弹,北约 5.56mmSS109 枪弹都是多种枪使用,自动炮也是这样。

弹药设计包括弹丸、弹壳、发射药、底火设计,有时还包括引信、炸药、传爆药等的设计。为满足战术技术指标要求,使弹能发挥最大威力且有利武器的设计,需要合理安排上述弹药各组成部分的结构尺寸。弹药设计在弹道设计的基础上进行,主要任务是:根据外弹道设计参数,在保证弹丸飞行稳定性和减小飞行阻力的条件下,确定弹体外形;根据威力要求,结合弹体外形确定弹体内部结构;根据对目标的作用要求以及对弹丸的安全要求确定引信的类型及其外形尺寸和质量等;计算弹丸动力示性数及保证弹丸飞行稳定性必须的膛线缠度,并与武器身管协调,确定线膛结构;根据内弹道设计确定的药室容积,配合武器的身管和闭锁机构设计确定弹壳的结构尺寸;根据内弹道确定的发射药,选择或设计底火。在与弹道设计和武器设计完成协调且满足战术技术指标后,确定全弹各零部件结构和尺寸,绘制出符合加工制造要求的产品图样,以便试制。

大口径机枪和自动炮常配用几种弹药(如榴弹、穿甲弹等),一般先确定一种弹药为主弹种,对主弹种的结构和尺寸进行设计,同时参照主弹种对其他弹种进行设计。

3. 武器结构设计

武器结构设计依据战术技术指标和方案设计,在弹道设计和弹药设计的基础上进行。武器结构设计的主要内容如下:

(1) 确定武器身管、各自动机构、枪托、架座、瞄准具(或火控系统)等结构形式与具体尺寸,从而确定武器各组成部分,构成武器的总体结构及外形轮廓尺寸。

(2) 在确定武器各机构的同时,绘制自动机各机构动作循环图,进行武器动力学分析计算、主要零部件的强度与刚度计算、各零部件与武器总体的质量计算等。

(3) 在上述工作基础上,对武器总体结构进行优化设计,使武器结构得到优化、武器动态特性更好地满足战术技术指标要求。

(4) 当经过分析计算和优化设计,对武器结构和尺寸进行修改,并确认武器性能确实能完全满足战术技术要求之后,则绘制出武器符合有关标准要求和制造工艺技术要求的全部产品图(包括零件图、部件图、总装图和外形图);编写设计说明书,其中包括动力分析计算、强度刚

度计算、尺寸链计算、武器结构设计能够达到的战术技术指标和其他技术文件等。

除武器结构设计外，还应对弹道试验用枪(炮)、武器配用的工具与附具和各种专用试验装置等进行设计。

在对武器结构进行设计时，必须贯彻标准化、通用化、系列化的原则；尽可能采用新结构、新原理、新材料和提高制造工艺水平，以达到既能满足战术技术要求，又能降低生产成本的目的。

四、样机研制

样机研制是武器系统设计过程中的重要环节。通过样机研制，把方案设计和技术设计中的图样变为实物。样机能否满足战术技术指标要求关系到整个设计工作的成败。样机研制主要包括下列工作内容。

1. 样机试制

样机试制包括武器样机试制和弹药样机试制。样机试制工作的重点在于确保样机与设计图样相符，要严格按图样和有关技术文件要求进行制造和装配。制造样机的设备和工艺技术应尽量与大量生产时一致，避免出现单件生产或小量生产的样机性能过了关，而成批或大量生产时产品性能过不了关的问题。

武器样机试制的数量一般应多于一个，视样机复杂程度和制造成本的大小来决定试制的数量，但必须满足各种试验、试用、演示等的需要。单独一个样机的性能带有偶然性，在试验中出现的问题，无法进行分析对比、判断；且重要零部件出现损坏时，必须重新试制样机，则会延误研制周期。

武器配用的工具、附件以及专用试验装置等可与武器同时试制。

弹药的试制工作，一定要先于武器。它可先在弹道枪(或炮)上进行试验。弹药试制的数量则根据弹药性能试验和武器性能试验的需要量而定。弹道枪(或弹道炮)和专用试验装置可与弹药同时试制。

2. 样机试验与修改设计

武器试制出样机后必须进行调整试验。在试验中要全面测试样机的各项战术技术指标和各种动态参数。对于未能达到要求的指标，应通过改进设计，调整零部件的结构和尺寸等措施，以求达到指标的要求。对于某些与战术技术指标要求差距较大而改进方向不明的问题，要逐个进行技术攻关，以求解决。试验情况和测试数据都应有详细的原始记录和试验报告，存档备查。

武器样机试验项目应根据战术技术指标要求而定。试验项目一般有静态检测(如测质量及质心位置、结构尺寸、转动惯量、强度、刚度等)、动态试验、性能试验、自然和模拟环境(包括各种恶劣环境)试验等几大类。一般还要求武器在各种使用条件下(如各种射击方式、各种射击姿势、对空与对地的不同目标)进行试验。

试验弹药也同样要经过试验阶段，而且应先于武器样机试验。因为没有性能基本稳定的弹药，武器试验便难于得出稳定可靠的数据。弹药的内弹道性能和底火性能是影响武器射击试验性能最主要的因素。弹药的最初试验可在弹道枪(或弹道炮)上进行，然后再结合武器进行试验。弹药达不到指标要求时，同样要进行修改设计、重新试制和试验。

武器和弹药的试验和修改设计可能是多次反复的过程。对于武器/弹药系统的研制者来说，一定要在方案设计和技术设计的过程中认真分析、仔细研究，力求研制工作不出现反复或少出现反复。

3. 工厂(研制单位)鉴定

武器/弹药系统经过设计、试制、试验阶段，通过技术攻关和充分的摸底试验表明已达到预定的战术技术指标要求后，承担研制的单位(工厂、研究所或院校)还要组织有关人员进行技术鉴定。武器和弹药的技术鉴定可分别进行。技术鉴定的主要工作如下：

(1) 对武器和弹药进行鉴定试验。另外，一般也要对弹药各组成部分，如新型发射药、炸药、引信、底火以及弹体等进行鉴定试验。鉴定试验的目的主要是对样机的性能进行全面考核，以确定是否达到各项战术技术指标要求。

(2) 对样机的设计图样(包括零件图、部件图和总装图等全部图样)和有关技术文件进行审查。审查是否齐全，是否符合有关标准要求，是否正确无误等。

(3) 鉴定人员应根据上述试验和审查结果进行评价，作出结论，写出研制单位技术鉴定证书。

研制部门将全部的研制成果和技术鉴定证书呈报上级有关部门，申请设计定型。

五、设计定型

设计定型一般有下列内容。

1. 国家鉴定试验

一般由上级部门主持国家鉴定试验，由国家试验基地(或称国家靶场)实施试验工作。

国家鉴定试验的目的主要是对样机进行全面考核，看其是否满足全部战术技术指标要求。凡是规定的战术技术指标都要对样机进行试验，如初速、膛压、射击精度、终点效能、射速、可靠性、机动性等等性能试验。动态性能试验之前，还要对样机的基本结构、外形、主要尺寸、质量以及其他物理参量进行静态检查。动态性能试验之后，还要进行自然环境试验和模拟环境试验等。此外还要在各种使用条件下(如不同射击方式、不同射击姿态、不同受力方向等)进行试验。

2. 部队试用

样机通过国家鉴定试验后，还要提交部队试用。部队试用如何进行，何时进行，由上级部门决定。

3. 设计定型技术鉴定

样机通过国家鉴定试验之后，国家定型委员会负责组织技术鉴定小组对武器的设计定型作最后的审查与鉴定。技术鉴定小组审查武器设计定型的全部文件资料，听取研制单位、鉴定试验单位及其他有关单位对产品研制工作的情况和结果的报告，经过讨论，向定型审批单位提出能否设计定型的报告。

国家定型委员会根据技术鉴定小组的报告，按产品类型，办理产品生产定型审批手续。最后由国家定型委员会在上报的设计定型全部技术文件(文件目录由主管机关规定)上盖设计定型印章，并颁发设计定型证书(或文件)。至此，研制单位的设计定型工作就全部完成，将转入批量生产及生产定型的准备工作。

六、生产定型

武器及弹药在设计定型之后，还要经过生产定型才能转入批量生产。生产定型过程就是为产品的批量生产创造完备的工艺条件以保证产品质量稳定的工作过程。在此过程中，要编制完整的工艺资料，设计和制造各种必要的工艺装备，确定原材料的来源，配置与调整生产设备以至建立生产线，对关键的制造工艺进行攻关和培训操作人员等。在经过对产品每个零、部件的加工及装配工序逐道检查，证明生产稳定，质量合格的基础上，并对生产出的一批产品进行全

面的考核、试验，表明性能完全符合设计指标要求时，才能向上级申请生产定型。

国家定型委员会应对申请生产定型的产品组织鉴定，包括对产品性能试验全面考核的结果和有关技术资料进行审查，对生产出来的产品交给部队试用等。对产品全面鉴定确认其合格后，则批准该产品设计定型。至此，研制生产单位才可承担该产品的订货任务，进入正常生产。

以上是我国目前规定的自动武器的一般设计程序。随着时代的发展和武器的技术进步，设计程序可能随之变动。

参 考 文 献

[1] 枪械设计原理．南京：华东工学院，1979.
[2] 枪械手册．北京：国防工业出版社，1986.
[3] 步兵自动武器及弹药设计手册．北京：国防工业出版社，1977.
[4] 何志强，黄守仁，李载弘编著．航空自动武器设计手册．北京：国防工业出版社，1990.
[5] 戴成勋，靳天佑，朵英贤主编．自动武器设计新编．北京：国防工业出版社，1990.
[6] 高鲁山，赵生俊编．夜视仪器．北京工业学院，1986.
[7] 光学仪器构造．合肥：中国人民解放军军械技术学院，1984.
[8] 微光夜视仪器勤务教材．北京：解放军出版社，1990.
[9] (苏)奥尔洛夫 БВ 等　炮身构造与设计．北京：国防工业出版社，1982.
[10] (苏)克拉盖尔斯基 ИВ. 等．摩擦磨损计算原理．汪一麟等译．北京：机械工业出版社，1982.
[11] 徐灏．疲劳强度设计．北京：机械工业出版社，1981.
[12] 王学颜，宋广惠．结构疲劳强度与失效分析．北京：兵器工业出版社，1992.
[13] 张英会．弹簧．北京：机械工业出版社，1982.
[14] 史瑞明．最佳击针厚度的探讨．轻兵器，1990(4).
[15] 李德贤．FNC 步枪发射机构分析．轻兵器，1987(4).
[16] 季友，彭玉春．发射机构的计算机分析及动作模拟．轻兵器，1989(5).
[17] 殷仁龙，魏传礼．尺寸链计算应用软件．南京：华东工学院，1987.
[18] 于道文等．自动武器学．北京：国防工业出版社，1991.
[19] 于道文．经压强处理的螺旋弹簧预制高的理论计算方法．弹簧工程，1991(3).
[20] 朵英贤．圆柱螺旋弹簧设计方法(2.5)法．机械工程学报第 15 卷，1979(2).
[21] 于道文．自动武器中多股螺旋弹簧的动、静性能分析．兵工学报(武器分册)，1990(3).
[22] 殷仁龙．多股螺旋弹簧的刚度计算及强度分析．江苏兵工，1988(2).
[23] 于道文，殷仁龙．圆柱螺旋扭转弹簧的强压处理．兵工学报(武器分册)，1984(2).
[24] 于道文．平面涡卷弹簧的缠紧处理和特性曲线．轻兵器，1991(4).
[25] 殷仁龙．自动武器中平面蜗线弹簧的设计．兵工学报(武器分册)，1984(1).
[26] 孙庆余，邬显达，戴成勋．航空自动武器．华东工学院，1962.
[27] 刘之生，殷仁龙，魏传礼．尺寸链理论及应用．兵器工业出版社，1990.
[28] 殷仁龙．机械弹簧设计理论及其应用．兵器工业出版社，1993.
[29] 刘鸿文．材料力学．人民教育出版社，1979.4.
[30] 殷仁龙．自动武器中弹簧设计理论的某些问题．华东工学院，1984.